



저작자표시-비영리 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

진동형 히트파이프를 이용한 LED 방폭등의 방열 기술 연구

A Study on the Cooling of Explosion-Proof LED Lightings
using Pulsating Heat Pipes

지도교수 방 광 현



2012년 2월

한국해양대학교 대학원

냉 동 공 조 공 학 과

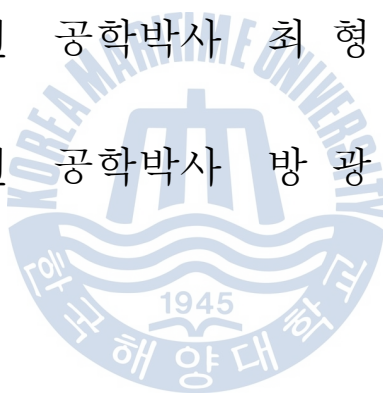
김 형 탁

本 論文을 金炯卓의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

위원장 공학박사 김 동 혁 인

위 원 공학박사 최 형 식 인

위 원 공학박사 방 광 현 인



2011 년 12 월 19 일

한 국 해 양 대 학 교 대 학 원

A Study on the Cooling of Explosion-Proof LED Lightings using Pulsating Heat Pipes

Hyung-Tak Kim

*Department of Refrigeration & Air-Conditioning Engineering
Graduate School of
Korea Maritime University*

Abstract

Recent global issues, including environmental problem of carbon dioxide induced global warming and high oil price, have led to a strong demand for high efficiency energy systems for the industries to continue to grow. In lighting industry, the high-efficiency LEDs (Light Emitting Diodes) are expected to replace the conventional lighting systems. Insufficient dissipation of the heat produced in the LEDs (typically ~90% of the power consumed) could cause a reduction of the LED lifetime as well as the luminance. Therefore, the first thing to consider for the LED lighting system is to develop an efficient cooling system.

In this study, an efficient cooling system for the imposed thermal boundary conditions of explosion-proof LED lightings was investigated. An explosion-proof lighting is a sealed lamp that can be used safely in a flammable environment of various industrial sites where a risk of flammable gas explosion exists. The purpose of this study is to develop a cooling system of explosion-proof LED lightings that can provide an efficient cooling as well as to use them free of installation alignment angle.

To achieve these goals, a special technology, Pulsating Heat Pipes (PHP), was applied to this cooling system. A PHP, one class of heat pipes, is made of bent capillary tubes and charged with a working fluid in a part of the internal volume. When a sufficient temperature difference exists between the heating part and the cooling part of the device, a pulsating two-phase flow of

vapor and liquid slugs is induced by the vapor pressure difference corresponding to the temperature difference. Evaporation and condensation inside the capillary tube reduces substantially the thermal resistance between the heating and cooling parts.

Two experiments were conducted to develop an optimum design of the PHP for the boundary conditions of explosion-proof LED lightings. The first experimental PHP was made of copper tubes of internal diameter of 2.1 mm and the number of tube turns was 8. Five working fluids of ethanol, FC-72, water, acetone, and R-123 were chosen for comparison. The experimental results showed that an optimum range of charging ratio (liquid fluid volume to total volume) exists for high cooling performance; 50% for most of the fluids.

The second experimental PHP with an increased number of turns from 8 to 26 was made of copper tubes of same diameter. The effects of the PHP alignment angle (top heated or bottom heated) and the PHP types (looped or unlooped) were investigated for three working fluids of FC-72, water, and R-123. Optimum design requirements for the cooling of an explosion-proof LED lighting were established based on the results of the two experiments. These optimum design requirements include: i) a minimum number of tube turns for a PHP operable in top heat mode, ii) the use of R-123 as working fluid with 50 % charging ratio, and iii) an unlooped type PHP.

These design requirements were applied to the design and construction of a cooling system for a 30 W explosion-proof LED lighting. The performance test of this cooling system showed an efficient cooling. With the progress achieved so far, the cooling system of an explosion-proof LED lighting developed in this study will be able to find many industrial applications.

목 차

Abstract

사용기호

표 목차

그림 목차

제 1 장 서론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	2
제 2 장 진동형 히트파이프 선행 연구	9
2.1 기존 히트파이프와의 차이점	9
2.2 진동형 히트파이프의 구조 및 작동원리	12
2.3 진동형 히트파이프의 유동 특성	13
2.4 설계에 필요한 주요 물리적 변수	15
2.4.1 관경의 영향	15
2.4.2 적용 온도 / 입력 열유속의 영향	16
2.4.3 작동 유체 및 주입율의 영향	16
2.4.4 경사각 및 Turn 수의 영향	18
2.4.5 가열부 및 단열부 길이의 영향	19
2.4.6 해결되지 않은 문제점	19

제 3 장 방열 흰 방열 성능 해석	37
3.1 평판 베이스, 사각 흰 성능	37
3.1.1 수직 베이스, 옆 방향 흰 상관식	37
3.1.2 수평 베이스, 윗방향 흰 상관식	39
3.1.3 수평 베이스, 아랫방향 흰 상관식	40
3.1.4 흰 성능 예측 및 선정	41
3.2 원통형 베이스, 사각 흰 성능 예측	43
제 4 장 진동형 히트파이프 특성 실험	54
4.1 장치 구성 및 측정 방법	54
4.2 진동형 히트파이프 특성 실험 변수	57
4.3 실험 결과	58
4.3.1 열전달량 계산 및 에너지 평형	58
4.3.2 작동유체와 주입율에 따른 영향	59
4.3.3 유동 특성	59
4.3.4 유동 속도와 열전달량의 관계	62
4.3.5 물 유량에 따른 영향	63
4.3.6 열저항 분석	63
4.3.7 가열부 위치에 따른 영향	65
제 5 장 LED 방폭등 적용을 위한 성능실험	83
5.1 장치 구성 및 측정 방법	83
5.2 진동형 히트파이프 방열 실험 변수	84
5.3 실험 결과	85

5.3.1 전도 열량 계산과 실험 열량 비교	85
5.3.2 가열부 위치와 진동형 히트파이프 타입에 따른 영향.....	86
5.3.3 최적 설계 조건	87
5.3.4 전도 열전달과의 성능 비교.....	87
5.4 30 W LED 방폭등 적용	88
5.4.1 설계를 위한 열저항 예측	89
5.4.2 성능 실험을 통한 검증	90
5.4.3 PHP turn 수에 따른 열저항 예측	90
 제 6 장 결론	 107
 참고문헌	 109



사용기호

A	표면적 (m^2)
D	직경 (m)
P	압력 (Pa)
C_p	비열 ($\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$)
H	엔탈피 (kJ/kg)
h	열전달계수 ($\text{W/m}^2\text{K}$)
Nu	Nusselt 수
Re	Reynolds 수
Pr	Prandtl 수
R	열저항 (K/W)
T	온도 ($^\circ\text{C}$)
U	속도 (m/s)
El	Elenbaas 수
Ra	Rayleigh 수
Gr'	수정된 Grashof 수
z	흰 간격 (m)
b	흰 높이 (m)
L	흰 베이스 길이 (m)
W	흰 베이스 너비 (m)
t	두께 (m)
N	개수

그리스 문자

α	열확산 계수 (m^2/s)
β	열팽창계수 (T^{-1})
ν	동점성 계수 (m^2/s)
ρ	밀도 (kg/m^3)
μ	점도 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
σ	표면장력 (N/m)

η 표면 효율

하첨자

h 가열부

c 방열부

i 입구

o 출구

loss 외부 손실

ΔT 장치의 입·출구 온도 차

$\Delta T-0\%$ 입·출구 온도 차, 유체 주입율 0 vol. %

cond 전도

conv 대류

tot 전체

PHP 진동형 히트파이프

o 총괄

base 흰 베이스

air 공기

∞ 대기조건

fin 확장 표면, 흰

w 벽

l 액체

v 기체

D 항력

B 부력

b 부유체

half 1/2

cal 계산 값

exp 실험 값

bottom 하부 가열

top 상부 가열

unit 단위 개수 당

표 목 차

Table 1-1	Comparison between Conventional Lightings and LED Lightings (Ministry of Knowledge Economy. Republic of Korea, 2008)
Table 3-1	Effect of the Fin Base Orientations of Rectangular Plate Base and Rectangular Fins
Table 3-2	Effect of Temperature Conditions of Cylindrical Fin Base
Table 4-1	PHP Characteristic Experimental Parameters
Table 4-2	Physical Properties of Saturated Fluids at 1 atm
Table 4-3	Fin Efficiency
Table 4-4	Constants of Hilpert Equations of Cylinder in Cross Flow (Incropera and DeWitt, 2001)
Table 4-5	Heat Transfer Coefficient of Cylinder in Cross Flow in Heating Part (1 LPM)
Table 5-1	PHP Experimental Parameters
Table 5-2	Sizes of Fin Base and Tubes
Table 5-3	Thermal Resistance of Materials in Experimental Apparatus
Table 5-4	Comparison between Calculated and Measured Heat Transfer by Conduction Only
Table 5-5	Experimental Results (Turn 26, R-123, 50%, Heating Part $\sim 70^{\circ}\text{C}$, Cooling Part $\sim 25^{\circ}\text{C}$)
Table 5-6	Thermal Resistances of the 26-Turn Unloop Type PHP with a 12-Fin Fin Array (R-123, 50%, Heating Part $\sim 70^{\circ}\text{C}$, Cooling Part $\sim 25^{\circ}\text{C}$)
Table 5-7	Thermal Resistances of the 18-Turn Unloop Type PHP with a 8-Fin Fin Array (R-123, 50%, Heating Part $\sim 70^{\circ}\text{C}$, Cooling Part $\sim 25^{\circ}\text{C}$)

그림 목차

- Fig. 1-1 Effect of the Rise in Temperature on LED
(Seoul Semiconductor, 2009)
- Fig. 1-2 Inside Structure of LED Lighting (Seoul Semiconductor, 2009)
- Fig. 1-3 Heat Flow Resistances of Air-Cooled LED Lighting
- Fig. 1-4 Conventional Explosion-Proof LED Lighting
- Fig. 1-5 Simplified Explosion-Proof LED Lighting (a) Downward Illuminating,
(b) Upward Illuminating
- Fig. 2-1 Main Regions of the Cylindrical Heat Pipe (Reay and Kew, 2006)
- Fig. 2-2 Thermosyphon and Cylindrical Heat Pipe (Reay and Kew, 2006)
- Fig. 2-3 Schematic of PHP Types (a): Loop Type PHP, (b) Other PHP
(Groll and Khandekar, 2003)
- Fig. 2-4 Images of Evaporator Section of the Visualization Set-ups and the
Trend of Flow Patterns (Khandekar et al., 2003)
- Fig. 2-5 Image of the Adiabatic Zone of the Visualization Set-up
(Khandekar et al., 2003)
- Fig. 2-6 The Power Spectra of the Sinusoidal Pressure Oscillations by the Fast
Fourier Transform
- Fig. 2-7 Steady Thermal Oscillation of the PHP at the Specific Heating Power
(XU and Zhang, 2005)
- Fig. 2-8 Power Spectrum Analysis of the PHP at the Specific Heating Power
(XU and Zhang, 2005)
- Fig. 2-9 Effect of Diameter on the Fluid Distribution inside Circular Tubes of
Loop Pulsating Heat Pipes under Adiabatic and Operating Conditions
(a) $D \lesssim D_{\text{crit}}$, (b) $D \gg D_{\text{crit}}$ (Khandekar and Groll, 2003)
- Fig. 2-10 Overlapping Zones of Operating Diameters for Loop PHP and
Thermosyphon (Khandekar and Groll, 2003)
- Fig. 2-11 Eötvös Number Variation of the Working Fluids in the Operating
Temperature Range (Khandekar, Dollinger and Groll, 2003)

- Fig. 2-12 Dependency of Thermal Performance on Tube's Inner Diameter (Charoensawan and Terdtoon, 2008)
- Fig. 2-13 Images of Ethanol Slugs and Bubbles in Glass Tube under Static Isothermal Conditions (Charoensawan et al., 2003)
- Fig. 2-14 Effect of Heat Flux on Loop Type PHP (Khandekar and Groll, 2004b)
- Fig. 2-15 Observed Flow Patterns in Loop Type PHP (Khandekar and Groll, 2004b)
- Fig. 2-16 Identification for MHF State (Dry-out) from Variations of the Evaporator Section Temperature (Kammuang-Lue et al., 2009)
- Fig. 2-17 Maximum Performance of PHP Obtained with respect to the Filling Ratio (Khandekar, Dollinger and Groll, 2003)
- Fig. 2-18 Boundary Conditions for Loop Type PHP Operation (Khandekar and Groll, 2003)
- Fig. 2-19 Thermal Performance for $D_i = 2 \text{ mm}$ (a) $N > N_{\text{crit}}$, (b) $N < N_{\text{crit}}$ (Charoensawan et al., 2003)
- Fig. 2-20 Thermal Performances of Loop Type PHPs in Three Heat Modes (Yang et al., 2008)
- Fig. 2-21 Influence of Evaporator Length (Charoensawan and Terdtoon, 2008)
- Fig. 2-22 Relationship Between Heating Power and Thermal Resistance in Different Inner Diameters (Lin et al., 2011)
- Fig. 3-1 Developing Temperature and Velocity Profiles for Natural Convection in a Vertical Channel (Kraus and Bar-Cohen, 1995)
- Fig. 3-2 Nusselt Number Variation for Symmetric Isothermal Plates (Kraus and Bar-Cohen, 1995)
- Fig. 3-3 L-P-S Experimental System and Method (Leung and Probert, 1989)
- Fig. 3-4 Fin Array Selected by Free Convection Correlation
- Fig. 3-5 Optimum of Fin Array Selected
- Fig. 3-6 Effect of Fin Spacing under the Same Area of Fin Base
- Fig. 3-7 Buoyancy Flow in Various Orientations of Plates (Incropera and DeWitt, 2001)

Fig. 3-8 Cylindrical Fin Base and Rectangular Fin

Fig. 3-9 Calculational Domain including Fin

Fig. 3-10 Boundary Conditions

Fig. 3-11 Flow of Air around Fin

Fig. 3-12 Fin Separated by Equal Interval

Fig. 3-13 Average Heat Transfer Coefficient of Fin in Fig. 3-12

Fig. 4-1 Schematic of Experimental Apparatus

Fig. 4-2 Evaporating and Condensing Parts of Test Section

Fig. 4-3 Temperature Measurement at 3 Points in Outlet of Acryl Box

Fig. 4-4 Temperature Differences in All Thermocouples in 70°C and 25°C Case

Fig. 4-5 Free Body Diagram of a Variable Flow Meter
(Figliola and Beasley, 1998)

Fig. 4-6 Calibration of Flow Rate at 70°C

Fig. 4-7 Effect of Working Fluid and Charging Ratio on Heat Transfer Rate

Fig. 4-8 Directional Pulsating Mode

Fig. 4-9 Regular Pulsating Mode

Fig. 4-10 Typical Steady-State Temperature Signals (FC-72, 50 %)

Fig. 4-11 FFT Analysis of Temperatures, 50 vol. %

Fig. 4-12 Identification of Flow Patterns using Tube Wall Temperatures
for FC-72, 50 vol. %

Fig. 4-13 Flow Patterns for FC-72, 50 vol. %

Fig. 4-14 Flow Pattern Map for Horizontal Flow (Baker 1954)
(Collier and Thome, 1994)

Fig. 4-15 Relations between Heat Transfer Rate, (dP/dT) and Velocity
of Working Fluids

Fig. 4-16 Comparison of Effect of Water Flow Rate

- Fig. 4-17 Heat Transfer Process and Thermal Resistances
- Fig. 4-18 Efficiency of Ring-Shaped Fin with Rectangular Outline Cross Section (Incropera and DeWitt, 2001)
- Fig. 4-19 Effect of Flow Rate on Thermal Resistance
- Fig. 4-20 Effect of Flow Rate on Percent of Total Thermal Resistance
- Fig. 4-21 Temperature Changes in All Heat Modes for R-123
- Fig. 5-1 Experimental Apparatus
- Fig. 5-2 Details of Experimental Apparatus
- Fig. 5-3 Positions of Measured Temperatures
- Fig. 5-4 Temperature Differences in All Thermocouples in Isothermal Conditions Heater Power Off
- Fig. 5-5 Heat Transfer Process and Thermal Resistance
- Fig. 5-6 Heat Modes of Positions of the Heating Part
- Fig. 5-7 Changes of Temperatures in All Heat Modes (Water, 50%, Loop, 50 W)
- Fig. 5-8 Changes of Temperatures in All Heat Modes (FC-72, 50%, Loop, 50 W)
- Fig. 5-9 Changes of Temperatures in Top Heat Mode (R-123, 50%, Loop, 50 W)
- Fig. 5-10 Effect of PHP Types in Top Heating Mode (R-123, 50%, 40 W)
- Fig. 5-11 Change of Saturation Pressure by Temperature Variation
- Fig. 5-12 Thermal Resistances of the Fin Array used in Bottom and Top Heat Modes
- Fig. 5-13 Profiles of Temperatures in Regions of 26-turn PHP
- Fig. 5-14 Cooling System Applied to a 30 W LED Lighting
- Fig. 5-15 Performance of the Cooling System in Fig. 5-14
- Fig. 5-16 Thermal Resistances per Unit Turn of PHPs

제 1 장 서론

1.1 연구 배경

토마스 에디슨에 의해 발명된 백열등과 함께 형광등의 기존 조명은 오랜 기간 동안 조명의 자리를 차지해 오고 있다. 세계 조명 기구의 연간 소비 전력은 2조 1,000억 kWh로 전체 전력의 12~15%를 소비하고 있고 이로 인해 발생하는 CO₂ 는 연간 17억 톤에 이른다. 또한 기존의 형광등은 25 mg ~ 30 mg 이고 조명의 수명도 8000 hr 이하로 짧아, 이로 인한 환경오염도 심각하다. 조명 효율을 25% 향상시키면, 연간 2500억 kWh의 전력이 절감되고 1억 5천 톤의 CO₂ 절감 효과가 있다고 한다.

최근 고유가와 이산화탄소로 인한 지구 온난화 문제가 글로벌 이슈로 떠오르면서 기존의 조명은 이 문제 해결에 대한 기술적 한계를 보이고 있다. 이에 따라 고효율의 조명시스템 개발과 저탄소 그린에너지 기술의 발전에 대한 요구도 한층 높아지고 있는 상황이다. 그 대안으로서 LED (Light Emitting Diode) 조명은 긴 수명, 뛰어난 에너지 절감과 친환경적 효과 등의 장점 때문에 기존의 조명시스템을 대체할 수 있는 기술로 각광을 받고 있다. 또한 2008년부터 국가적 차원의 LED산업 육성 정책을 발표하면서 LED 조명에 대한 관심은 더욱 높아지고 있다 (Yoon, 2008).

기존의 조명시스템은 소비전력 대비 발광효율은 낮으나 높은 온도에도 견딜 수 있는 재질과 구조를 가지고 있는 반면 LED 조명은 발광원이 반도체 소자로서 기존의 조명보다 훨씬 열에 취약하다. LED 조명의 광원 효율은 점점 향상되고는 있으나 85%에 다다르는 대부분의 전기에너지가 열로 변환된다. 이때 발생하는 열을 신속하게 처리하지 못할 경우 소자의 온도가 상승하여 효율적인 광 방출을 저해하게 되고 열적 스트레스에 따라 수명이 급격히 저하된다 (Fig. 1-1).

이처럼 발생하는 열은 LED 소자의 신뢰성과 전기적, 광학적 특성을 저하시키는 원인이 되기 때문에 신속하게 열을 방출하는 기술을 확보하지 않고서는 앞서 말한 LED 조명의 장점들을 보장할 수 없다. 따라서 방열 기술의 향상이 LED 조명의 최우선 과제라고 할 수 있다 (Shin, 2008).

LED 조명의 구조는 Fig. 1-2 에서 보는 것과 같이 LED Chip, Heat sink slug, metal PCB판 그리고 이를 둘러싸고 있는 lead frame과 열가소성플라스틱(housing)으로 이루어져 있다. 그러나 LED 조명 패키지의 디자인이 끝난 후에는 chip부터 PCB의 밑면까지의 열저항은 변하지 않으므로 PCB에서 대

기로의 열저항을 최소화하는 것이 중요하다. 이때, PCB의 허용 온도는 70℃로 권장된다 (Seoul Semiconductor, 2009).

일반적인 LED 조명의 방열은 LED 칩에서 발생한 열이 패키지를 구성하고 있는 물질들을 거쳐 PCB에서 방열 흰 순서로 열전달에 의해 열전달이 일어나며, 방열 흰 표면에서 공기에 의해 대류 열전달에 의해 방열된다 (Fig. 1-3). 또한 LED 조명이 방습·방진의 목적으로 밀폐형 등기구 내부에 위치할 경우 대기로의 최종 방열은 밀폐된 등기구(enclosure)에 의한 열저항 증가로 방열 성능이 저하된다.

본 연구에서는 기존의 방폭등에서의 광원을 LED 조명으로 대체한 LED 방폭등에 대한 방열 시스템 연구가 이루어졌다. 방폭등은 외부의 폭발성 가스의 위험성이 있는 다양한 산업 현장에서 안전하게 사용할 수 있게 내부를 밀폐시켜 만든 조명등이다. 최근에 시판되고 있는 LED 방폭등은 Fig. 1-4에서 보는 것처럼, LED 조명 위에 방열 흰이 부착되고 전원 구동부(power driver)는 외부에 분리되어 있어 상당히 큰 부피를 차지하고 있다. LED 방폭등의 방열을 위해 상대적으로 큰 부피의 구조로 이루어져 있기 때문에 자유로운 이동과 설치가 어려운 문제점을 갖고 있다.

1.2 연구 목적

본 연구의 목적은 효과적인 방열 성능의 작업용 LED 방폭등의 방열 기술을 개발하는 것이다. 이를 통해 방폭등을 간소화하고 다양한 방향으로 전환이 가능하여 방폭등의 실제 산업 현장에서의 활용도를 높이는 것이다. Fig. 1-5에서처럼 전원 구동부(power driver)를 LED 조명과 방열 흰 사이에 배치시킴으로써 등기구를 간소화할 수 있다. 그러나 전원 구동부가 조명과 흰 사이에 위치할 경우, Fig. 1-4의 경우처럼 LED 조명 바로 위에 방열 흰을 부착하지 않았기 때문에 그 방열량은 매우 낮아질 것이다. 한편, 이동 가능한 작업용 LED방폭등의 주된 사용 용도는 Fig. 1-5에서처럼 조명이 아래를 비추는 경우와 조명이 위를 비추는 경우가 될 것이다. 따라서 조명의 방향과 상관없이 장치의 효과적인 방열 성능이 가능한 특별한 장치가 요구된다.

본 연구에서는 그 방안으로 진동형 히트파이프 기술을 채택하였다. 진동형 히트파이프(Pulsating Heat Pipe, PHP)는 이상유동의 열전달을 이용한 새로운 개념의 장치이다. 시스템 내부에 특별한 동력 장치 없이도 서로 떨어진 거리의 양 끝에 온도차만 존재하면 유체의 증발과 응축을 통한 압력 차이로 작동유체의 왕복 유동이 유도되어 빠르고 지속적인 열전달이 가능한

매력적인 장치이다. 이 장치는 기존의 히트파이프의 구조와 비교해서 단순한 형태를 취하고 있기 때문에 비용이 적게 들고 열적 성능 또한 훌륭해서 다양한 분야에서 적용이 가능한 장점들을 가지고 있다.

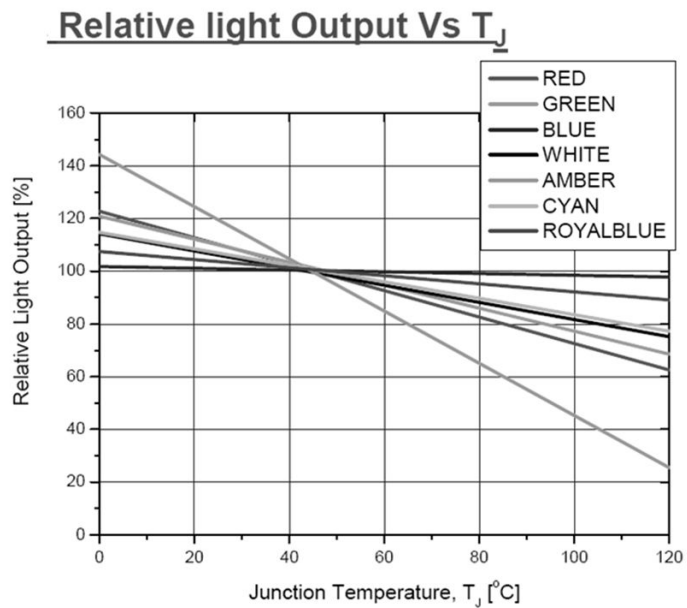
최근 들어 컴퓨터 칩뿐만 아니라 전자 장비의 소형화로 인해 좁은 면적에서의 더욱 효과적인 냉각 장치가 필요로 하게 되었다. 이 문제를 해결하기 위한 방법으로 mini/micro 채널 유동 방식 중에서도 이상 유동을 통한 열전달이 더 관심을 모이고 있다. 이를 위해 고안된 진동형 히트파이프 (Pulsating Heat Pipe, PHP)도 지난 20년간 상당한 실험과 이론적 연구가 있었다. 하지만 완전한 설계 방법이나 최적화 된 절차는 여전히 부족한 상황 이여서 실제 적용한 사례는 많지 않다.

본 연구에서는 LED 방폭등의 조건에서의 진동형 히트파이프 (Pulsating Heat Pipe)에 대한 연구 사례가 없기 때문에 그 PHP 장치에 필요한 특성들을 실험을 통해 고찰하였다. 최종적으로 진동형 히트파이프 (Pulsating Heat Pipe)를 이용하여 효과적인 방열을 가능하게 하고, 이동과 설치가 자유로운 작업용 LED 방폭등의 방열 시스템을 개발하고자 한다.

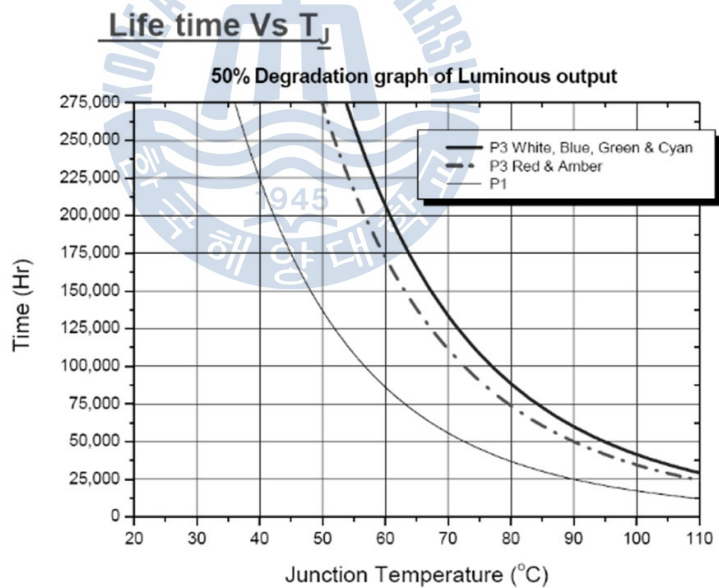


Table 1-1 Comparison between Conventional Lightings and LED Lightings
(Ministry of Knowledge Economy. Republic of Korea, 2008)

	기존 조명		LED 조명	
	장점	단점	장점	단점
장점	On/Off 제어		다색 및 다단계 밝기 제어	⇒ 지능·감성 조명
	느린 응답속도 (형광등: 1~3초)		빠른 응답속도 (~10나노초)	
	소형화 한계		소형·슬림화 (칩: 0.3~1mm)	⇒ 휴대폰·LCD BLU
	광전환 효율 낮음 (백열등 5%, 형광등 40%)		광전환 효율 높음 (최고 90% 잠재효율)	⇒ 고효율 광원 CO ₂ 저감
	수은 사용 (기체광원)		無수은 (고체광원)	⇒ 친환경
	발광대역 집중 불가		발광대역 집중화	특수조명 활용 (가전·의료·농수산)
	짧은 수명 (3천~7천Hr)		긴 수명 (5만~10만Hr)	⇒ 유지관리 용이
단점	내열 성능 우수		열에 취약	⇒ 별도 방열설계
	가격 저렴 (형광등: 약 3천원)		높은 가격 (3만원~30만원)	⇒ 보급 애로



(a) Effect of Relative Light Output



(b) Effect of Life Time

Fig. 1-1 Effect of the Rise in Temperature on LED
(Seoul Semiconductor, 2009)

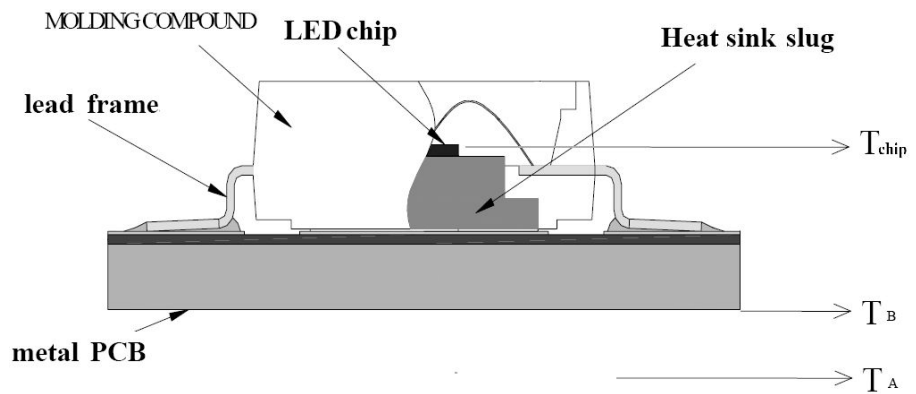


Fig. 1-2 Inside Structure of LED Lighting (Seoul Semiconductor, 2009)

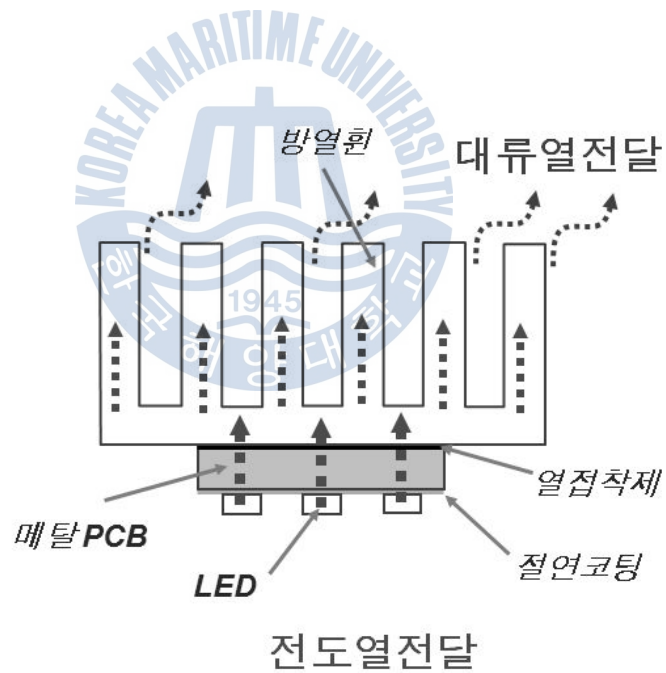


Fig. 1-3 Heat Flow Resistances of Air-Cooled LED Lighting

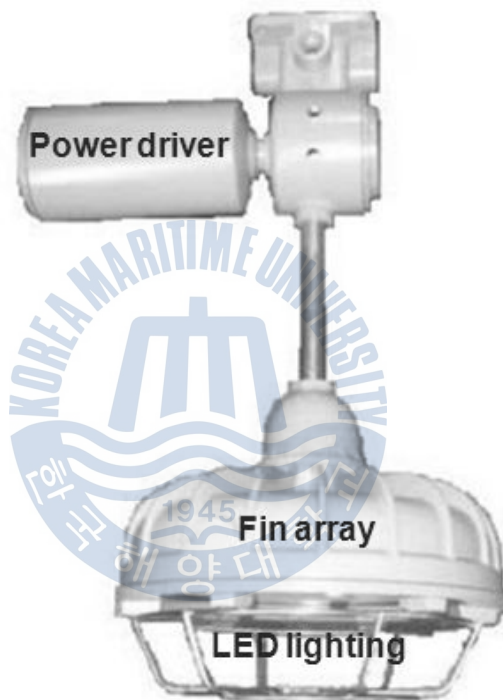
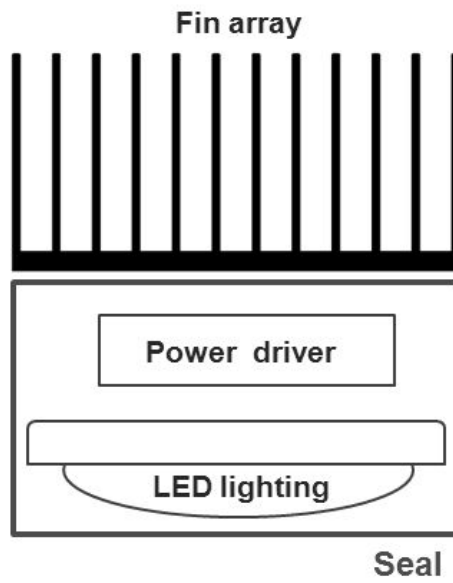
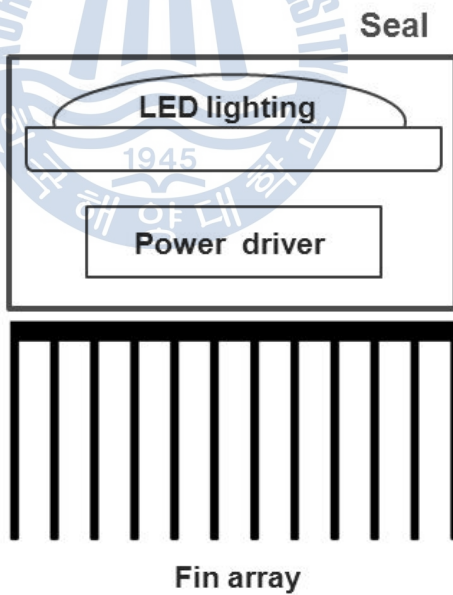


Fig. 1-4 Conventional Explosion-Proof LED Lighting



(a) Downward Illuminating



(b) Upward Illuminating

Fig. 1-5 Simplified Explosion-Proof LED Lighting

제 2 장 진동형 히트파이프 선행 연구 검토

2.1 기존의 히트파이프와의 차이점

진동형 히트파이프에 대한 설명에 앞서 그 작동 원리의 이해를 위해 기존에 고안된 히트파이프에 대한 이해가 필요하다. 일반적인 형태의 히트파이프는 Gaugler에 의해 1942년에 처음 제안되어서 1960년대 Grover에 의해 깊이 있게 연구된 장치로서, 그 주요 영역은 Fig. 2-1 (a)와 같다. 길이 방향으로 가열부(증발부)와 방열부(응축부)로 구성되며 추가적인 필요에 따라서 단열부가 포함될 수 있다. 히트파이프의 횡단면은 용기의 벽, 워(wick) 구조 그리고 기체 공간으로 구성된다 (Fig. 2-1 (b)).

히트파이프는 썬모 싸이폰과 유사한데 작동원리를 이해하는데 도움이 될 것이다. Fig. 2-2 (a)에서 보여는 썬모 싸이폰은 작은 양의 물이 진공상태로 밀봉된 튜브 안에 들어있다. 튜브의 아랫부분의 액체가 가열되어 기화하면 증기는 방열부로 이동하여 응축한다. 이렇게 응축된 물은 다시 중력에 의해서 가열부 끝으로 되돌아오는데 증발 잠열이 크기 때문에 상당히 높은 열이 이동될 수 있다. 그러나 썬모 싸이폰은 반드시 가열부가 가장 아랫부분에 존재해야하는 한계를 갖고 있다.

Fig. 2-2 (b)의 히트파이프는 썬모싸이폰과 유사하지만 튜브 내부에 존재하는 워(wick) 구조에서 작동유체의 표면 장력과 모세관 현상에 의해서 가열부로 되돌아오는 것이 차이점이다. 이처럼 히트파이프는 작동유체의 증발 잠열을 이용하였기 때문에 순수 구리관의 수백 배 정도의 열전도성을 갖게 되는 높은 열적 성능을 갖는다 (Reay and Kew, 2006).

그러나 기존에 고안된 실린더 형태의 히트파이프 장치는 열전달 성능을 약화시키는 여러 가지 제한들이 존재한다. 진동형 히트파이프는 Akachi (1990)에 의해서 1990년에 고안된 장치로서, 기존의 히트파이프와 비교하여 많은 부분에서 개선된 장치이다. 개선된 점들은 다음과 같다.

(a) Spreading limit 및 Wick limit의 개선

기존의 실린더 형태의 히트파이프의 경우 작동유체가 가열부에서 기화되어 방열부로 기체가 유동하고, 방열부에서 그 기체가 액화되어 워(wick) 구조의 모세관 현상에 의해 액체가 재순환되는데, 이때 기체의 유동 방향과 액체의 유동 방향은 반대여서 액체의 재순환 유동을 방해한다. 재순환되는

액체의 양이 감소하여 열성능의 감소로 나타난다. 진동형 히트파이프는 워(wick) 구조가 존재하지 않는다. 진동형 히트파이프의 경우는 작동유체의 기체와 액체가 같은 방향이기 때문에 서로의 유동을 방해하지 않는다. 또한 진동형 히트파이프는 가열부와 방열부의 양단의 압력차에 의해서 작동되기 때문에 워 구조 없이도 입력 열량이 증가하면 수행되는 유동 속도가 눈에 띄게 증가된다.

(b) Water hammer 현상으로 인한 장치의 이상이 없음.

기존의 히트파이프는 작동 유체의 급격한 비등으로 인해 액체상태의 작동 유체가 함께 밀려나가면서 가열부 끝 표면에 충돌이 발생한다. 이로 인해 히트파이프의 열전달은 중간 중간 멈추게 되거나 소리와 진동이 발생하게 되며 이로 인해 장치의 손상을 초래할 수도 있다. 하지만 진동형 히트파이프는 작동 유체의 압력 차에 의해 구동되기 때문에 갑작스러운 비등은 오히려 작동유체의 속도를 증가시킨다.

(c) 길이와 직경의 제한이 상대적으로 적음.

기존의 히트파이프는 액체 저항과 워(wick) 구조의 제한의 상호 작용 때문에 히트파이프의 직경이 작아지게 됨에 따라서 히트파이프의 제한 길이도 더 짧아지게 된다. 매우 얇은 히트파이프는 작동유체의 액체와 기체가 같은 방향으로 흘러서 상호 간섭이 없기 때문에 0.5 mm의 아주 작은 직경의 히트파이프에서도 작동을 보인다.

(d) 설치 경사각의 제한이 없음.

기존의 히트파이프가 상부 가열(top heat) 조건에서 사용될 때, 즉 가열부가 방열부보다 높은 곳에 위치한 상황에서는 워 구조의 히트파이프는 급격하게 열전달 능력이 감소한다. 그러나 진동형 히트파이프의 경우는 어떤 각도로 적용되던 간에 충분히 좋은 성능을 보여줄 수 있다.

(e) 히트파이프의 설치의 자유로움.

기존의 히트파이프를 구부리지 않고 사용하는 것은 거의 불가능하다. 결국 그 히트파이프의 성능은 감소한다. 그러나 진동형 히트파이프는 경사각에 의해 작동이 제한되지 않고 여러 개의 turn 으로 구부러져서 구성되어 있기 때문에 증발부와 응축부에서의 평판 표면에서도 설치가 가능하다.

(f) 장치 내부의 작동 유체의 기밀 유지가 용이함.

기존의 히트파이프는 불응축 가스가 용기 내에 존재할 경우, 불응축 가스가 방열부에 머물게 되고 모세관 현상의 감소로 인해 열적성능이 눈에 띄게 감소된다. 이러한 감소현상을 막기 위해서는 기밀을 유지해야한다. 반면에 작동 유체의 액체와 기체는 항상 높은 속도로 흐르고 있기 때문에, 불응축 가스가 섞인다고 할지라도 히트파이프의 운전이 멈추지 않는다. 따라서 상대적으로 고 진공에 대한 세심한 관심을 가진 필요가 없어서 작동유체의 주입, 교체 등이 쉽다.

(g) 급격한 온도변화에 따른 빠른 대응

작동유체는 온도 상승으로 인해 점성의 감소와 함께 포화증기압이 상승하는 효과가 발생한다. 이것은 진동형 히트파이프의 큰 특징 중 하나로서, 급격한 온도 상승에 대해서 점성의 감소와 포화증기압의 증가로 열전달량이 증가하기 때문에 빠른 온도 제어가 가능하다.

(h) 낮은 잠열을 갖는 작동유체에서도 사용이 가능함.

기존의 히트파이프는 작동유체의 잠열에 의해서 열전달이 이루어지므로 낮은 잠열을 갖는 작동유체에 대해서는 적용이 어려웠다. 그러나 진동형 히트파이프 경우 낮은 점성계수와 높은 포화증기압을 갖고 있는 작동 유체라면 그 잠열 낮아도 매우 높은 열적 성능을 보인다.

이처럼 진동형 히트파이프는 기존의 히트파이프보다 상대적으로 간단한 구조를 갖고 있을 뿐만 아니라, 기존의 히트파이프에서 발생된 여러 가지 작동의 한계를 해결할 수 있는 새로운 장치이다.

그러나 Lin et al. (2011)은 외경 3 mm 보다 큰 직경의 기존의 히트파이프는 여러 가지 형태로 더 폭넓은 범위로 적용되고 있어서 큰 직경의 진동형 히트파이프는 큰 이점이 없다. 외경 3 mm 이하의 기존의 히트파이프는 워 구조와 충분한 기체 공간을 만드는데 어려움이 있다. 따라서 진동형 히트파이프의 경우 워 구조가 없기 때문에 작은 직경으로 제작이 가능하므로 점점 고성능으로 소형화 되어가는 CPU나 LED 등의 전자 제품의 아주 작은 공간에서의 방열에 가능성 높은 해결책이 될 수 있다.

2.2 진동형 히트파이프의 구조 및 작동 원리

진동형 히트파이프(Pulsating Heat Pipe)는 자연 대류와 이상유동의 열전달을 이용한 새로운 개념의 열교환 장치이다. 일반적인 진동형 히트파이프의 기본 구조는 굽어진 동관으로 구성되며, 기존의 히트파이프에 있는 wick 구조는 없다. 3가지 형태로 만들어질 수 있는데 그 방식은 Fig. 2-3에 나타나 있으며 그 구조의 특징은 다음과 같다 (Groll and Khandekar, 2003).

(a) 모세관 크기의 여러 번 굽어진 관으로 구성되며 내부에 적절한 작동유체가 부분적으로 채워져 있다.

Unloop type: 관 끝이 다른 쪽 끝과 연결되어 있지 않은 형태

Loop type: 관 끝이 다른 쪽 끝과 연결되어 끊어지지 않은 고리 형태

Loop type with Check Valve: loop에 check valve 포함

(b) 기존의 히트파이프에 있던 내부 wick 구조가 없다.

(c) 적어도 하나의 열 공급부(가열부/가열)가 존재한다.

(d) 적어도 하나의 열 방열부(방열부/방열)가 존재한다.

(e) 가열부와 방열부 사이에는 단열부가 존재할 수도 있다.

진동형 히트파이프는 크게 unloop, loop, loop with check valve로 3가지 형태의 구조가 존재하는데 loop는 채널의 끝이 연결되어 있기 때문에 성능 면에서는 채널의 끝이 떨어져 있는 unloop보다는 우수하다.

Rittidech, S et al. (2006)은 loop with check valve는 check valve의 역할로 loop보다는 우수한 성능을 보인다. 그러나 check valve를 포함한 loop는 추가적인 장치를 포함하기 때문에 이 논문에서는 loop 진동형 히트 파이프 (Loop Type PHP)와 unloop 진동형 히트 파이프 (Unloop Type PHP)만 고려하였다.

위에서 설명한 구조적 형태를 갖춘 장치는 우선 내부를 진공상태로 만들고 나서 관 내부체적에 부분적으로 작동유체를 주입한다. 이 유체는 모세관 내부에서 균일하지 않은 액체와 기포 형태로 자연스럽게 분포된다. 굽어진 관다발의 한 쪽 끝에서 열을 받으면 관 내부의 액체-기체의 왕복 유동에 의해서 반대쪽 관다발로 그 열을 전달한다. 뜨거워진 관에서는 발생과 성장을 계속한 기포가 유체를 방열부 쪽으로 밀어내고 동시에 다른 관

끝에서는 기포가 소멸하여 응축한다. 이 과정이 온도 차이에 의한 압력의 불균형을 만들어 내기 때문에 시스템 전체는 비평형 상태가 된다. 성능유지를 위해서는 무엇보다도 장치 내 이러한 비평형 상태의 지속적인 유지가 필요하다. 결국, 장치는 처음으로 외부의 기계적 구동 없이 온전히 열에 의한 압력 진동이 유체를 이동시키게 된다 (Khandekar and Groll, 2004a).

2.3 진동형 히트파이프의 유동 특성

Tong et al. (2001)은 작동유체 methanol의 60% 주입율, 내경 1.8 mm, turn 수 7개의 가로, 세로 160 X 160 mm²의 pyrex glass 의 loop 히트파이프를 제작하여 가시화 실험을 실시하였다. 그들의 결론은 다음과 같다.

- a) 작동유체의 최초 주입시 slug-plug 상태로 튜브 안에 비균일하게 분포
- b) 비균일한 slug-plug 상태의 분포로 인해 각 turn에서 비등이 불규칙적으로 발생하기 때문에 왕복 유동이 발생.
- c) 장치 작동을 위한 최소 주입열량이 존재
- d) 정상 상태에서는 국부적 왕복 유동과 동시에 방향성 있는 순환 유동
- e) 유동 속도는 주입 열량에 의해 증가

Kim et al. (2003a)에 의해서도 진동형 히트파이프의 작동 가시화 실험이 이루어졌다. 작동 유체는 R-142b와 에탄올, 1.5mm X 1.5 mm의 사각 관, turn 수 4개와 10개, loop와 unloop 타입의 히트파이프를 brass 평판에 제작하여 아크릴 덮개로 덮어서 제작하였다. 그들의 결론은 다음과 같다.

- a) 액체slug-기체plug의 빠른 속도에 의해서 액체 film flow 패턴을 형성
- b) 주된 flow pattern은 slug와 plug의 왕복 유동임.

가열부에서는 pool boiling 에서의 nucleate boiling 과 유사한 형태를 보였고 flow pattern 은 slug flow에서 annular flow에 가까운 slug flow로 바뀌어 가는 왕복유동을 보임. 단열부에서는 짧은 slug-plug으로 형성된 유동 형태를 보임. 방열부는 slug-plug의 왕복과 loop에서 작동유체의 순환이 관찰됨.

- c) loop 타입이 unloop 타입 보다 더 활발한 왕복 유동임.
- d) turn 수가 더 많을 때, 작동유체의 왕복과 순환은 더 활발함.
- e) R-142b가 ethanol보다 더 활발한 왕복 유동을 보였고 실제 성능도 더 우수함.

Khandekar et al. (2003)은 2 mm의 pyrex glass로 만들어진 히트파이프 장치에 R-123의 작동 유체를 사용하여 가열부 80℃, 방열부 20℃의 경계조건에서 경사각, turn 수, 주입열량에 따른 많은 실험 데이터를 통해 flow pattern의 경향을 연구하였다. 그 결과는 Fig. 2-4 로 나타난다.

특정 임계 turn 수보다 적은 turn 수일 때, 진동형 히트파이프는 만족스럽게 수평 배치에서 작동이 될 수 없다. 증발부 안에서의 가시화 결과는 최대 열량이 명백히 내부 flow 패턴에 영향을 준다는 것을 (Zones A1, A2, B1, B2) 다양한 영역을 통해 보여준다.

수평 위치에 가까이에서는, slug flow는 관찰되고 매우 약간의 움직임이 있었다. 이러한 정지 시간은 $N > N_{crit}$ 의 경우와 비교해서 $N < N_{crit}$ 때의 경우에서가 더 길다. 각 30도 이하에서는 특정한 유동 방향은 없었다. 장치가 수직에 가까울 때 semi-annular/annular 유동으로의 변화가 Zone B1과 B2에서 관찰되었다. $N < N_{crit}$ 일 때, annular flow는 발달하는 경향이지만 slug flow로의 변환은 응축부에 도달하기도 전에 발생했다. $N > N_{crit}$ 일 때, Annular flow는 응축부 안에서도 보였다. 전체 유동 또한 고정된 방향을 취하는 경향을 보였고 튜브에서 엇갈리게 뜨겁고 차게 나타났으며 이때의 열적 성능은 최고를 나타냈다 (Fig. 2-5). 이것은 convection boiling 에서와 같이 증발부에서 증가된 Annular flow의 경향이 열전달 계수를 증가시킨다는 사실을 나타낸다.

Kim et al. (2003b)에 의해서 주기적 압력 신호에 대한 연구가 이루어졌다. brass 평판에 1.5 mm X 1.5 mm의 사각 채널을 10개 turn으로 제작하여 아크릴 덮개로 만들어진 히트파이프로 실험을 실시하였다. 경사각 +90°, 주입율 40%에서 압력 신호에 대해 주기적인 sine 파형 신호가 확인 되었고 이때 최고의 열적 성능을 보였으며 가열부와 응축부의 양단의 압력차와 압력 신호의 진폭은 최소를 보였다. 그리고 주파수는 가장 높은 주파수를 보였다 (Fig. 2-6).

Xu and Zhang (2005)는 특정 열유속에서 Fig. 2-7과 같이 주기적인 벽 온도 신호에 대해 연구하였다. 이 반복적인 온도 신호를 Frequency analysis 한 그림이 Fig 2-8 이다. 보는 것과 같이 반복적인 벽 온도 신호는 특정 주파수를 나타냈고 전 채널에서 동일한 주파수를 보였다. 그 원인으로 높은 열유속에 의해 기체와 액체의 분포가 균등해지기 때문이라고 설명하고 있다.

2.4 설계에 필요한 주요 물리적 변수

2.4.1 관경의 영향

관 내경은 히트 파이프의 필수적인 변수 중에 하나이다. 진동 동작은 오직 관 내경의 특정 범위 안에서만 가능하다. Bond 수(또는 Eötvös 수)가 임시적으로 관 내경을 결정하는 기준으로 사용된다.

$$Eö = Bo^2 = \frac{g(\rho_l - \rho_v)D^2}{\sigma} = 2 \quad (2.1)$$

$$D_{crit} = 2 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.2)$$

일반적으로 $Bo = 2$ 는 표면장력이 중력보다 커지게 될 때의 값이다. 이는 단열 조건에서 액체 slug와 기체 plug가 장치의 관 안에서 개별적으로 형성하여 상이 분리 되어 있게 하는 기준이다. 내경을 결정하는 필수적인 기준 중 하나가 기포가 펌핑 요소로써 작용해야만 한다는 것이다. 성공적인 기포의 펌핑작용을 위해서는 개별적으로 액체와 기포가 형성해야 가능하다. 따라서 Fig. 2-9 (a)에서처럼 $D \leq D_{crit}$ 의 경우가 loop 히트 파이프으로써 작용을 할 것이다. 만약에 동일한 조건에서 $D \ll D_{crit}$ 경우, dissipative flow 손실증가로 성능이 감소할 것이다. 게다가 작은 관은 시스템 내의 액체의 총량이 줄어들어 결국 현열 열전달량도 감소하게 된다.

일반적으로 내경의 증가와 함께 방열량도 함께 증가할 것이다. Fig. 2-9 (b)에서, 특정 $D > D_{crit}$ 에는 진동이 특징인 히트파이프가 아닌 핵비등의 특징을 갖는 ‘상호 연결된 배열 이상 써모싸이폰’처럼 작동할 것이다. 이 경우는 오직 하부 가열에서만 작동 가능하다. 써모 싸이폰과 loop 히트파이프의 경계는 특정한 내경 값으로 분류되는 것이 아니다. Fig. 2-10에서처럼 제한적인 범위가 존재한다 (Khandekar and Groll, 2003).

Khandekar, Dollinger and Groll (2003)은 내경 2mm, 수직 장치에서, 물과 에탄올의 $Eö$ 수는 $Eö = 4$ 값보다 훨씬 낮음에도 불구하고 중력은 성능에 영향을 주었다. R-123은 $Eö > 4$ 조건으로써 표면장력이 낮아져서 slug flow 경향이 감소하지만 기포의 펌핑 동작에 의해서 유체의 흐름이 여전히 가능했고 상당한 열전달이 이루어졌다.

Charoensawan and Terdtoon (2008)은 수평 loop 실험을 실시하였다. $D_{crit} = 5\text{mm}$ 조건의 water와 $D_{crit} = 3\text{ mm}$ 조건의 ethanol을 직경 D 를 1 mm와 2 mm에서 동일 열조건으로 실험한 결과, water의 경우(Fig. 2-12 (a)), D_{crit} 보다 더 작은 직경 D 에서 관내에서 압력 손실이 증가하기 때문에 2 mm에서 더 우수한 성능을 보였다. Ethanol의 경우(Fig. 2-12 (b)), 1 mm에서 더 우수한 성능을 보였다. 이 경우는 선행 연구(Charoensawan et al., 2003)에 따르면(Fig. 2-13), D_{crit} 값 3 mm가 2 mm 보다 분명히 작아서 Bond number의 조건을 충족함에도 불구하고 수평으로 놓인 유리관에서의 기포는 비대칭적 형상을 보이고 있어 중력에 의한 영향을 받고 있음을 나타냈다. 반면에 더 작은 직경의 1 mm 수평 유리관에서의 기포는 상대적으로 중력의 영향이 더 작다. 이러한 관경에서는 유체의 움직임이 더 잘 이루어진다. 결국, 장치의 보다 우수한 성능을 위해서 bond number와 같은 기준과 함께 중력의 악영향을 제거할 수 있을 충분히 작은 관을 선택해야 한다.

2.4.2 적용온도 / 입력 열유속의 영향

Khandekar and Groll (2004b)에 의하면 시스템에 적용된 열유속은 적절한 작동을 위한 가장 중요한 변수이다. 히트파이프를 작동시키기 위해서는 최소 열유속이 필요하다. 이 최소 열유속은 dissipative flow 손실을 극복하기 위해서 필요하다. Fig. 2-14에서 보는 것처럼, 열유속 증가에 따라 열저항은 감소하고 Fig. 2-15에서 보는 것처럼, flow pattern도 열유속 증가에 따라 slug flow에서 annular flow로 바뀌게 된다. flow pattern이 바뀌게 되면서 흐름도 방향성을 갖게 되는데 높은 열유속에서는 일단 한번 방향이 결정되면 단방향 순환 flow가 발생하는데 관 부분이 엇갈리게 뜨겁고 찬 관상태가 된다. 이 단방향 순환은 Tong et al. (2001)에서도 확인 된다.

Kammuang-lue et al. (2009)은 dry-out 에 대해서 보고하고 있다. 더욱더 열유속을 증가하면 관 내부 표면에서 dry-out이 발생하여 가열부 온도가 급격히 올라간다. 열전달량이 동시에 감소하여 적절하게 열전달이 이루어지지 않게 된다 (Fig. 2-16).

2.4.3 작동 유체 및 주입율의 영향

Khandekar, Dollinger and Groll (2003)의 선행 연구를 통해 작동유체의 물 성치에 대한 고찰이 이루어졌으며 몇 가지 작동 유체를 선정하여 그 주입

율의 영향을 살펴보았다. 많은 논문이 뚜렷하게 다른 물성치를 가진 많은 작동유체가 사용되었으며 일반적으로 다음과 같은 물성치의 작동유체가 선호된다.

- (a) 높은 $(dP/dT)_{sat}$: 온도에서의 변화에 따라 기포의 발생과 소멸에 영향을 준다. 이는 증발, 응축에서의 증기 압력차를 증가 시켜서 기포의 펌핑 동작의 향상으로 열적성능이 상승하게 된다.
- (b) 잠열 : 진동형 히트파이프의 이상유동적 특징 때문에 잠열은 열적 성능에 상당한 역할을 한다. Slug flow의 히트 파이프에서는 열전달이 액체의 현열에 의한 것이 주가 되기 때문에 낮은 잠열의 유체를 선택하여 빠르게 기포를 발생시켜 액체를 통한 열전달을 높인다. Annular flow의 히트파이프에서는 높은 잠열의 유체를 선택하여 잠열을 통한 열전달률을 높인다.
- (c) 높은 비열: Slug flow의 히트파이프에서 중요한 역할을 하게 되므로 높은 값이 요구된다.
- (d) 낮은 표면장력 : 표면장력이 크면 허용 직경 D_{crit} 가 증가되지만 압력강하가 증가하게 된다. 직경 증가는 열성능을 향상되는 만큼 주입 열량이 커야한다.
- (d) 낮은 점도 : 낮은 동 점도는 벽을 통한 전단 응력의 감소로 결국 압력강하도 감소한다. 양단의 온도차이의 그 포화 압력차로 왕복유동이 작동되기 때문에 압력 강하가 적다는 말은 주입되는 열량이 작더라도 작동이 더 잘 유지된다는 것을 의미한다.

열적 성능은 모든 경계 조건을 정확히 알 수 없다면 특정한 유체의 좋고 나쁘고를 결정하기 어려운 복잡한 조합의 결과이다. 따라서 각 유체들은 다양한 조건에서 이점이 있다. 제시된 경계조건에 따라서 다양한 열역학적 상태량의 최적의 균형이 이루어져야 한다.

주어진 열처리 양에 있어서 더 나은 작동 성능과 자체 유지 열적 구동 진동 작동은 작동유체에 따라서 오직 25~65% 안에서만 가능했다. 주입율이 너무 낮으면 액체가 너무 적어서 충분한 기포 slug를 형성할 수 없고 가열부에서는 dry-out이 발생한다. 주입율이 너무 높으면 액체를 펌핑작용을 하기에 기체가 불충분하다. 기체들이 방열부에 부력에 의해 멎치게 되면 액체가 부력에 의해서 아래로 순환하지 못하기 때문에 100% 주입된 장치에 비해서 성능이 현저하게 떨어지게 된다. 100% 주입된 장치는 단상 부력구동 써모 싸이폰으로서 작동하고 상당한 열전달이 이루어지지만 오직 하부 가열에만 가능하다 (Fig. 2-17).

Khandekar and Groll (2003)은 loop 히트파이프에서 왕복 유동하는 장치를 구현하기 위해서는 최소한 3가지의 경계조건 (관 내경, 주입 열유속, 작동 유체 주입율)을 반드시 만족되어야 한다 (Fig. 2-18).

2.4.4 경사각 및 Turn 수의 영향

Charoensawan et al. (2003) 은 내경 2 mm, 3가지 가열부 위치, 3가지 유체(물, 에탄올, R-123), 나머지는 동일한 조건에서 turn수만 5, 7, 11, 16, 23 으로 바꿨을 때, 가열부 위치에 영향을 받지 않는 turn 수가 존재했다. 1개의 turn은 2개의 channel을 의미한다. 여기서 N_{crit} 는 가열부 위치에 영향을 적게 받기 시작하는 turn 수이다.

특정 turn 수, $N_{crit} < N$ 조건의 경우 히트파이프는 하부 가열만큼이나 수평 가열에서도 만족스러운 작동을 하였다. $N_{crit} > N$ 조건에서는, 수평 쪽으로 갈수록 그 성능은 감소하면서 수직에서 가장 높은 성능을 나타냈다. 성능은 수평 가열에 가까워질수록 나빠졌고 turn 수는 증가할수록 가열부 위치의 영향을 받지 않았다. 따라서 요구되는 특정 turn 수 이상에서는 수평 가열의 작동도 가능하다 (Fig. 2-19).

Khandekar and Groll (2004a)에서 경사각에 독립적인 작동을 위해서 요구되는 것은 다음과 같다.

- (a) 충분히 많은 양의 turn 수(더 높은 perturbations과 비균형)
 - (b) 높은 주입 열유속 (더 높은 펌핑 동력과 장치의 압력의 불안정을 증가)
- 이 두 가지 조건은 반드시 동시에 만족되어야 한다.

Yang et al. (2008)은 20개의 turn으로 제작된 1 mm 관 PHP와 2 mm 관 PHP로 각각 제작하였다. 사용된 작동유체는 R-123으로 이 진동형 히트파이프들의 경우, 하부 가열, 수평 가열, 상부 가열의 3가지 가열 방식에서 모두 작동하였다. 그러나 관 직경에 따라 조금 다른 경향을 나타냈다. 1 mm 관의 경우, 3가지 가열 방식에서 모두 비슷한 열전달량을 보인 반면, 2 mm관에서는 1 mm 관보다는 전체적이 열전달량은 증가하지만 가열 방식이 하부 가열, 수평 가열, 상부 가열 로 바뀔에 따라서 열전달량도 조금씩 감소하는 것을 볼 수 있다. 2 mm관이 1 mm 보다 경사각에 더 많은 영향을 받는다. 그리고 특정 열량 이상에서는 열저항이 급격하게 증가하는 dry-out 상태도 2 mm 관에서는 경사각에 따라서 다르게 나타나는 것이 확인되었다 (Fig. 2-20).

2.4.5 가열부 및 단열부 길이의 영향

Charoensawan and Terdtoon (2008)의 수평 loop 실험에서 작동유체의 종류, 그 주입율, 관경과 상관없이 가열부의 길이는 감소할수록 열성능이 좋아진다고 결론을 냈다 (Fig. 2-21). 또한 Lin et al. (2011)의 실험에서는 증발부와 응축부의 길이를 고정하고 단열부의 길이를 감소시켰을 때, 수직과 수평 경사각에서 모두 열적 성능이 향상 되었다. 장치의 크기의 감소는 결국 장치 내부의 마찰 손실을 감소시켜서 작동유체가 가열부에서 방열부로 흐를 기회를 더 많아지게 한다 (Fig. 2-22).

2.4.6 해결되지 않은 문제점

Zhang and Faghri (2008)는 진동형 히트파이프에 대한 광범위한 논문 정리가 이루어졌다. 그러나 연구가 적절히 되지 않았거나 연구결과의 충돌이 발견되었다. 실험과 분석이 너무 다양해서 직접적으로 비교하기 어렵다. 그로 인해 논쟁들이 발생한다.

(a) 현열과 잠열의 역할

연구 결과마다 PHP의 그 역할이 다르다. 다양한 조건에서의 잠열과 현열의 역할을 알아내야할 필요가 있다.

(b) 최적 charging ratio

PHP의 작동은 20~80% 범위에서 가능하다. 최적의 비율이 존재한다고는 주장하지만 다양한 구조와 작동유체의 다양한 물성치로 인해 그 비율이 달라진다. 정확하고 확실한 상관식이나 모델은 없다.

(c) 중력과 기울기 각도

중력의 영향은 표면 장력에 의해 억제되지만 실험의 결과들을 보면 중력은 상당한 역할을 하는 것으로 나타났다. 기울기 각을 수직에서 수평으로 바꾸면서 그 열적 능력도 점차 하락한다. turns 수가 많은 경우 기울기 각에 독립적으로 수행할 수 있다. 직경을 감소시키면 낮은 기울기 각에서의 PHP 수행 능력에 도움을 줄 수도 있을 것이다.

(d) Number of turns

PHP에서의 turns 수와 각 turn 에서의 관련된 flow 불안성이 수평 방향에서 작동하는 PHP의 능력을 설명할 수 있을 것이다. 최대 열유속을 실현 시킬 최적 turns 수가 존재할 수도 있다.

(e) Onset heat flux/ Temperature

PHP 열적으로 비평형상태로 구동되는 장치이다. 효율적 열방열기이지만 증발, 응축 사이에 온도차가 반드시 존재해야하고 작동을 위해서는 최소 heat flux 나 온도차가 필요하다. 최적 Charging ratio 처럼 onset heat flux 도 각 실험마다 다양하다. 이 현상을 완전히 이해하기 위해서는 변수적 연구가 필요하다.

(f) Evaporator dry out

일반적인 heat pipe의 작동 제한인 dry-out이 없는 것이 큰 이점이 있다고는 하지만, 낮은 charging ratio에서 국부적으로 dry-out이 발견된다. 왕복 flow는 빠르게 가열부로 돌아와야만 한다. 그러나 dry-out과 국부적 wall 온도 상승은 피해야만 한다.

(g) Surface tension

사용되는 작동유체의 중요한 물성치 중에 하나다. critical diameter를 결정하고 PHP를 통한 압력 강하와 내부 유동에 영향을 준다. 하지만 표면 장력이 열적 성능향상에 도움을 주기 위해서는 그 값이 커야 되는지 작아야 되는지는 의견 충돌이 있다.

Shafii et al.(2002)은 표면장력이 크면 열전달량이 크고 Groll and Khandekar (2003)는 표면 장력이 작은 것을 요구한다. 구동하기 위한 압력강하가 감소하기 때문이다.

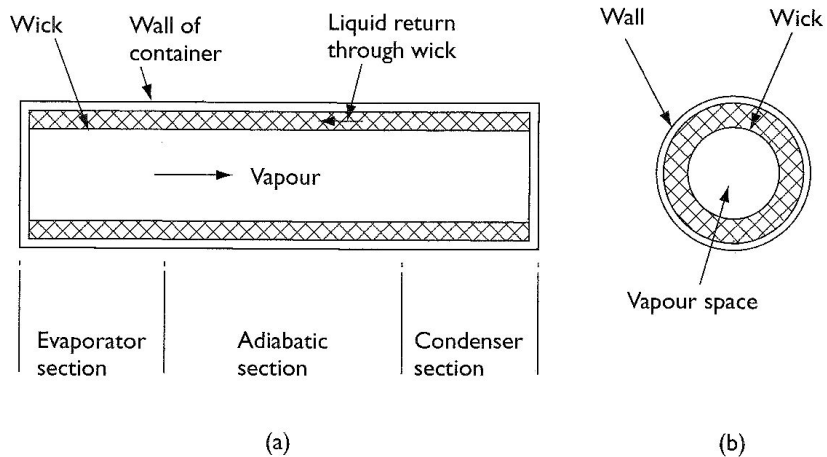


Fig. 2-1 Main Regions of the Cylindrical Heat Pipe (Reay and Kew, 2006)

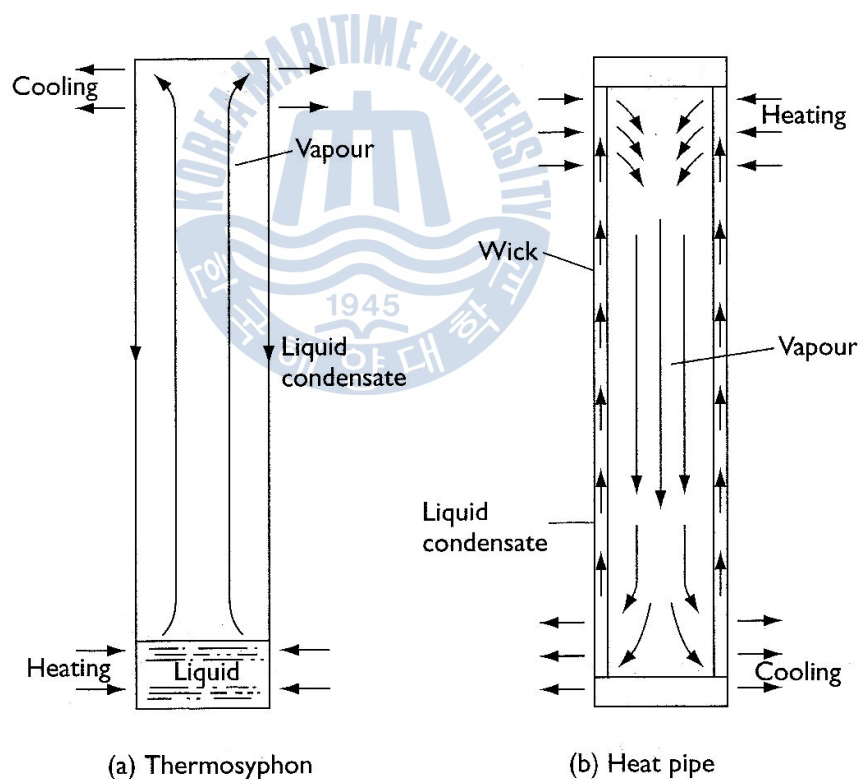


Fig. 2-2 Thermosyphon and Cylindrical Heat Pipe (Reay and Kew, 2006)

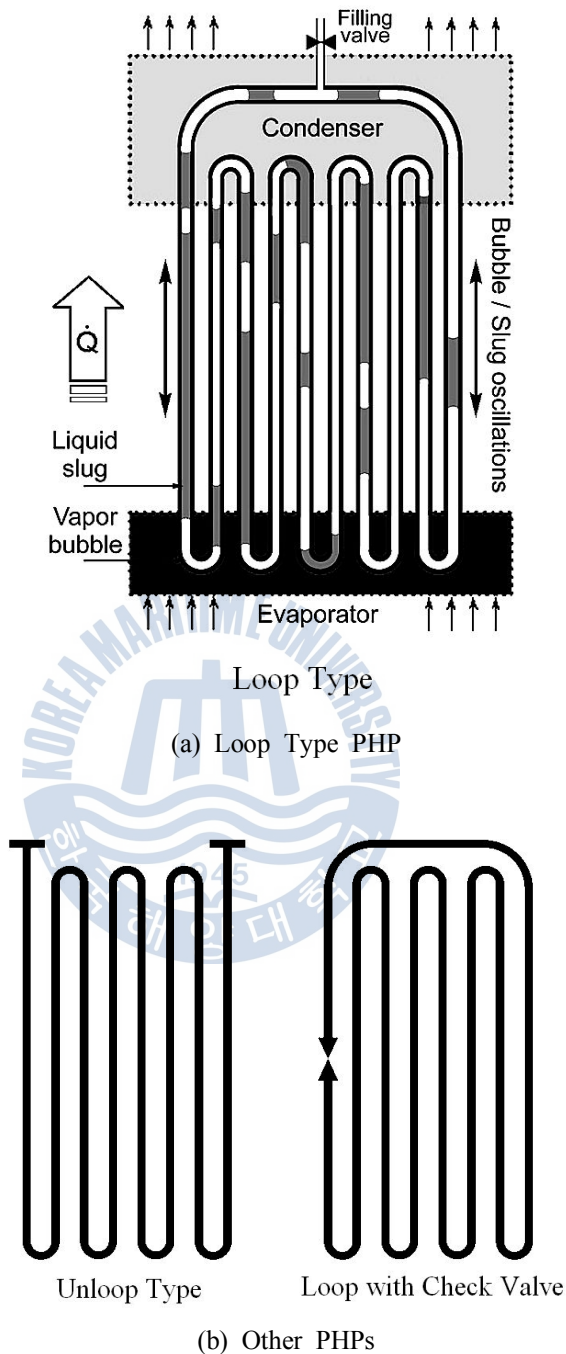
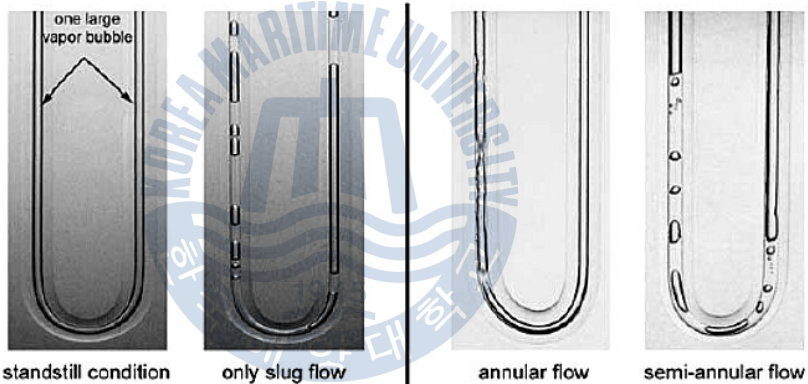
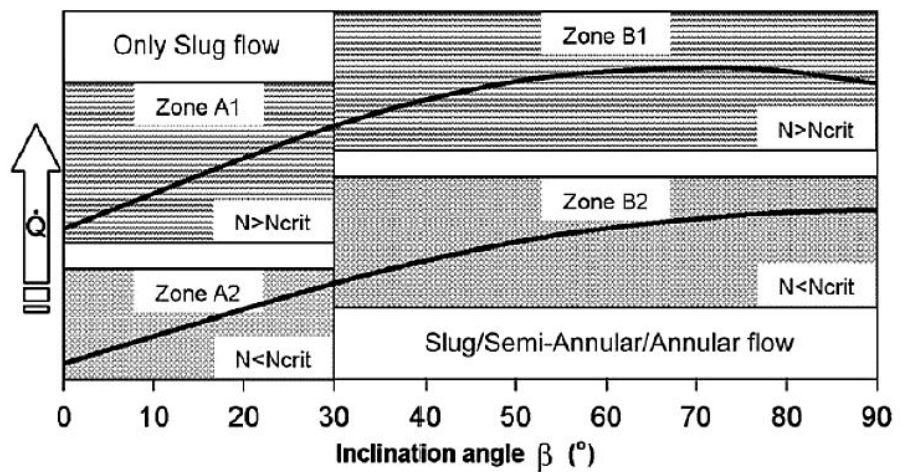


Fig. 2-3 Schematic of PHP Types (a) Loop Type PHP, (b) Other PHPs
(Groll and Khandekar, 2003)



Zone A1 and A2 are characterized by only slug flow regime. In Zone A1 flow starts and stops frequently and heat can be transferred. In Zone A2, standstill conditions predominantly exist. Near horizontal operation completely stops.

Zone B1 and B2 are characterized by slug-annular transitions. In Zone B1, annular flow conditions predominantly exist giving best thermal performance. In Zone B2 slug and semi-annular flow exists.

Fig. 2-4 Images of Evaporator Section of the Visualization Set-ups and the Trend of Flow Patterns (Khandekar et al., 2003)

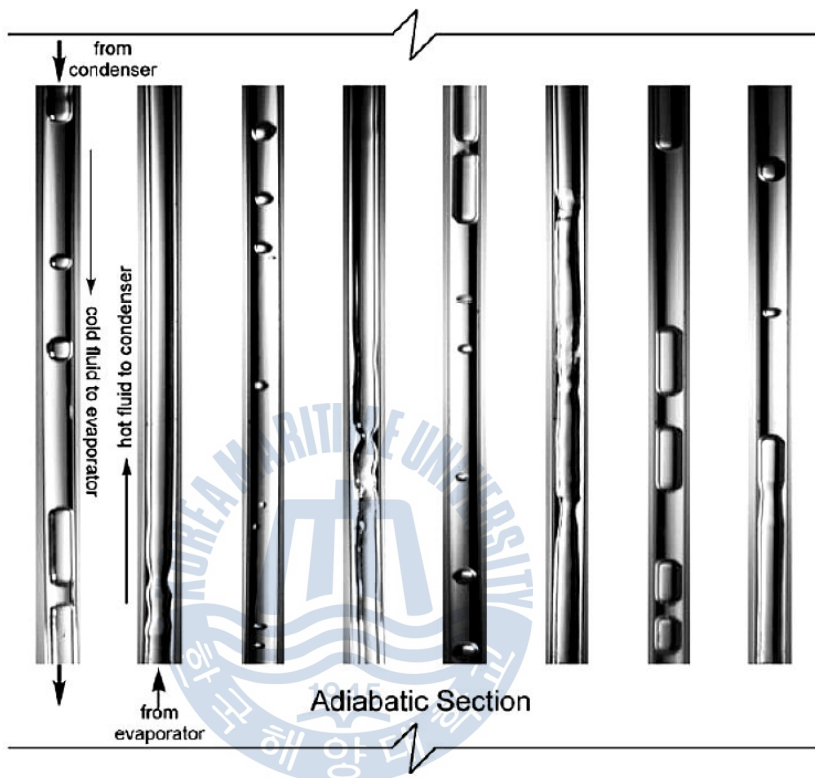
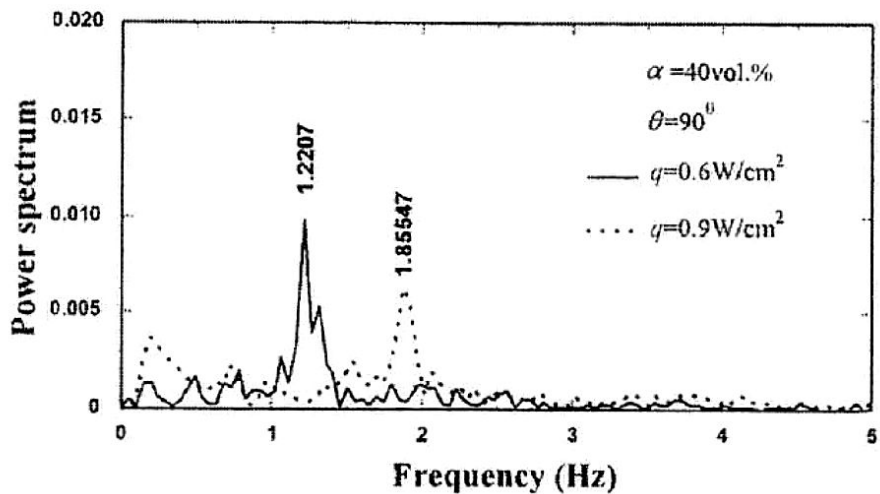
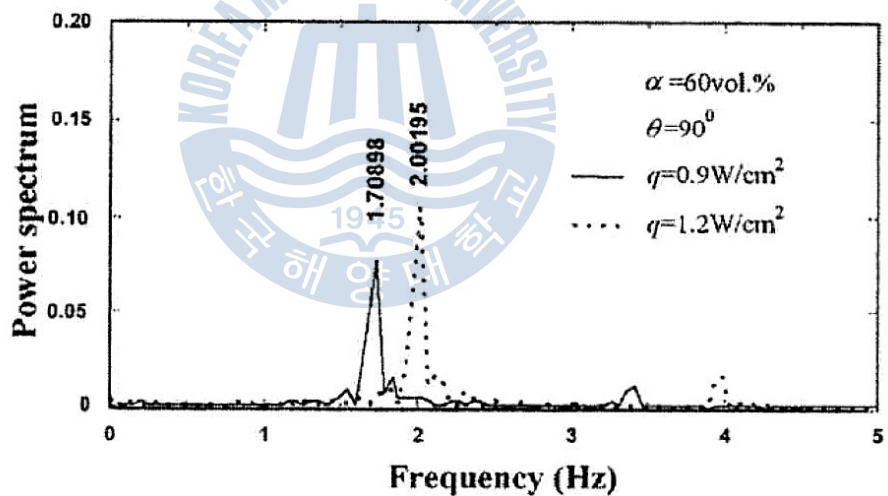


Fig. 2-5 Image of the Adiabatic Zone of the Visualization Set-up
(Khandekar et al., 2003)



(a) At the charging ratio of 40 vol.%



(b) At the charging ratio of 60 vol.%

Fig. 2-6 Power Spectra of the Sinusoidal Pressure Oscillations by the Fast Fourier Transform (Kim et al., 2003b)

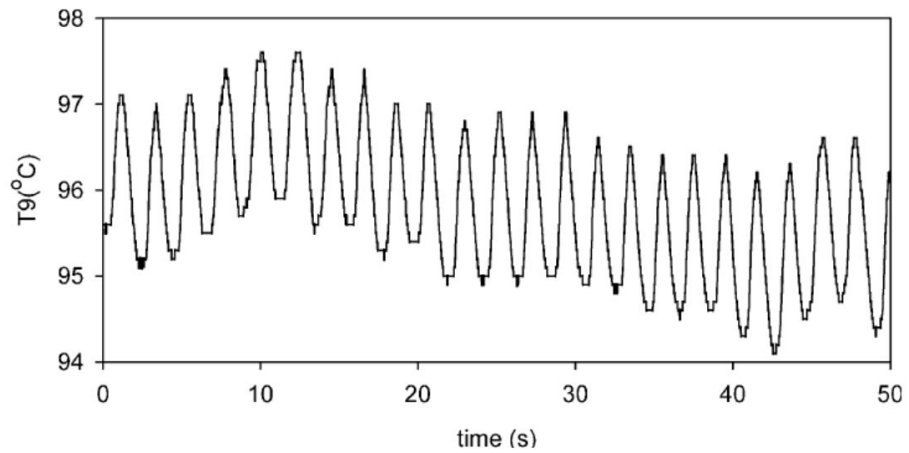


Fig. 2-7 Steady Thermal Oscillation of the PHP at the Specific Heating Power
(XU and Zhang, 2005)

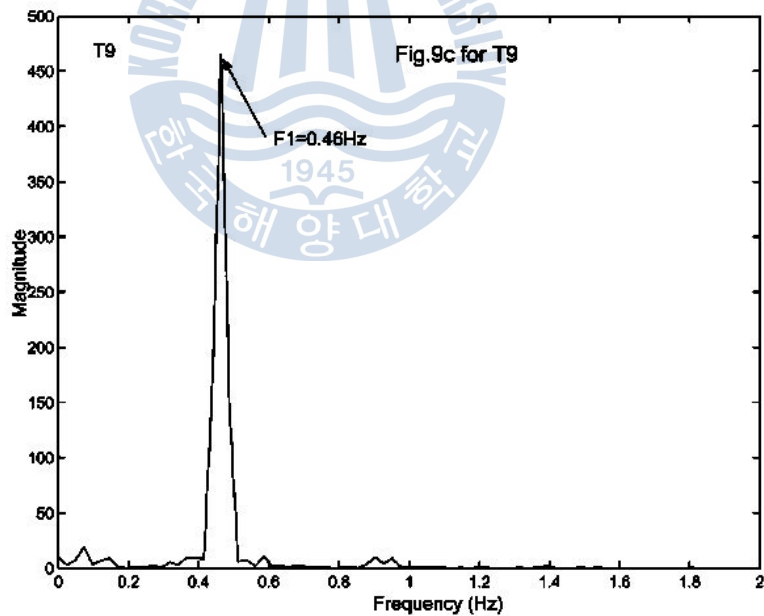


Fig. 2-8 Power Spectrum Analysis of the PHP at the Specific Heating Power
(XU and Zhang, 2005)

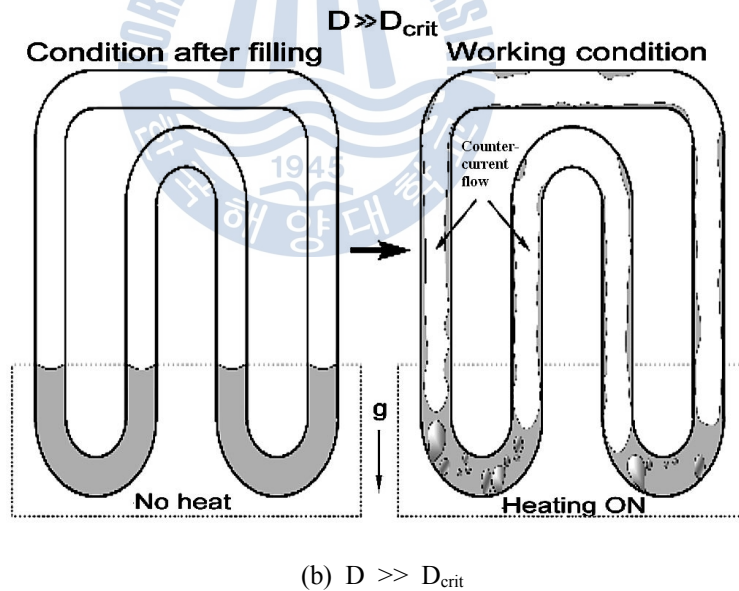
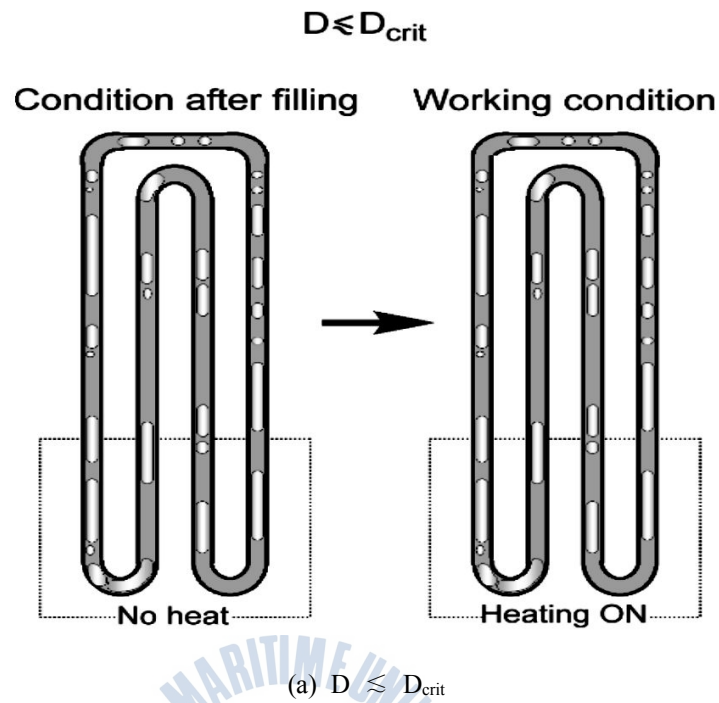


Fig. 2-9 Effect of Diameter on the Fluid Distribution inside Circular Tubes of Loop Pulsating Heat Pipes under Adiabatic and Operating Conditions
 (a) $D \leq D_{crit}$, (b) $D \gg D_{crit}$ (Khandekar and Groll, 2003)

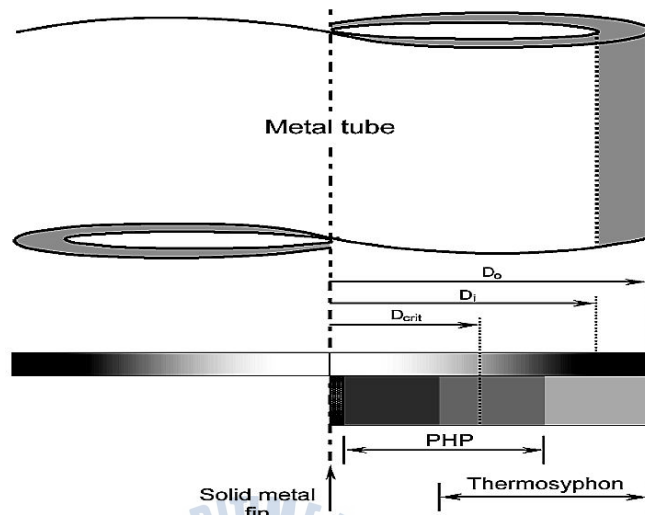


Fig. 2-10 Overlapping Zones of Operating Diameters for Loop PHP and Thermosyphon (Khandekar and Groll, 2003)

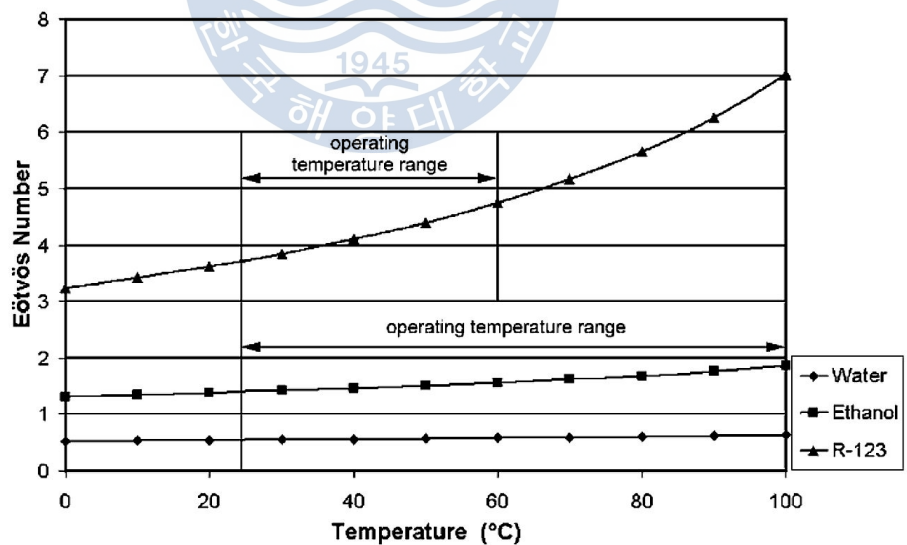
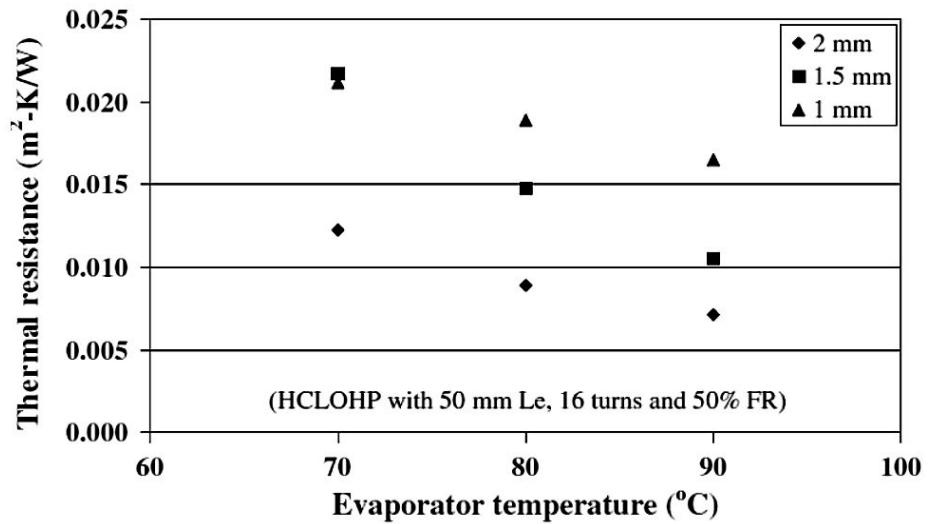
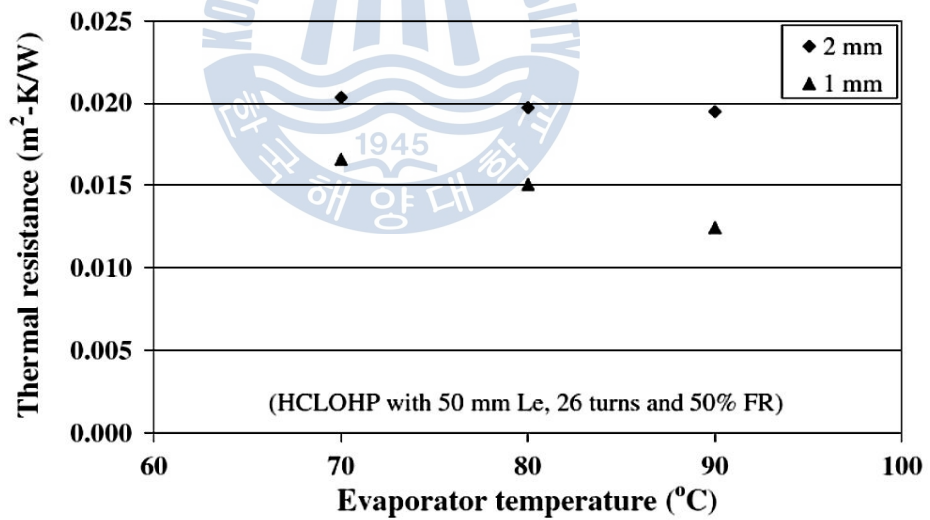


Fig. 2-11 Eötvös Number Variation of the Working Fluids in the Operating Temperature Range. (Khandekar, Dollinger and Groll, 2003)



(a) Using Water as Working Fluid



(b) Using Ethanol as Working Fluid

Fig. 2-12 Dependency of Thermal Performance on Tube's Inner Diameter
(Charoensawan and Terdtoon, 2008)

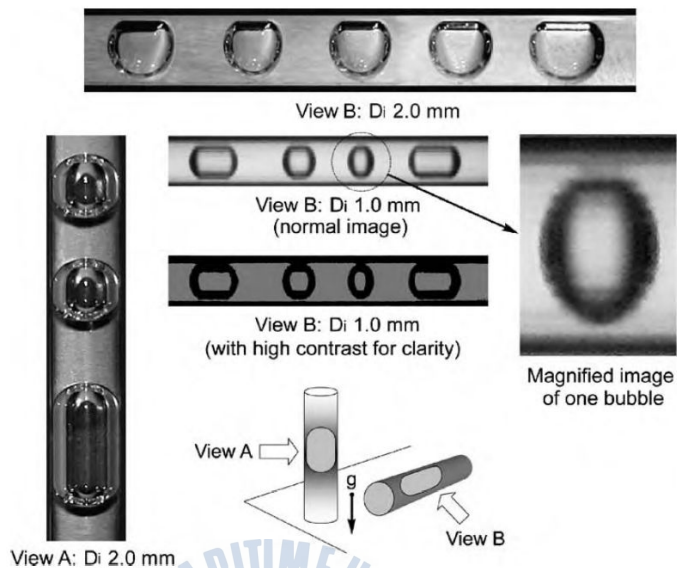


Fig. 2-13 Images of Ethanol Slugs and Bubbles in Glass Tube under Static Isothermal Conditions. (Charoensawan et al., 2003)

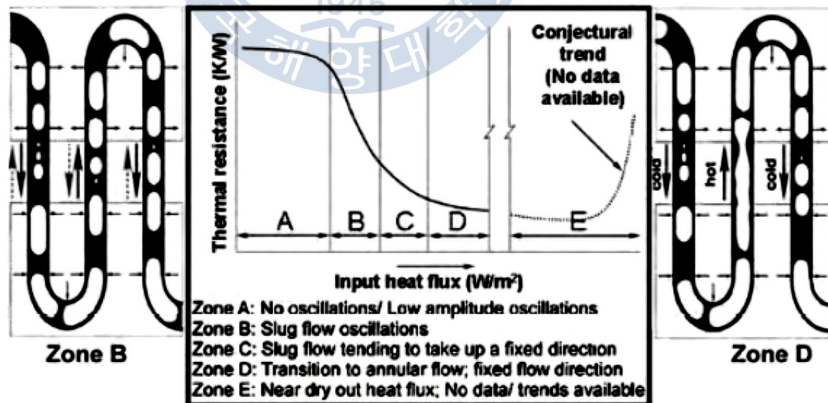


Fig. 2-14 Effect of Heat Flux on Loop Type PHP (Khandekar and Groll, 2004b)

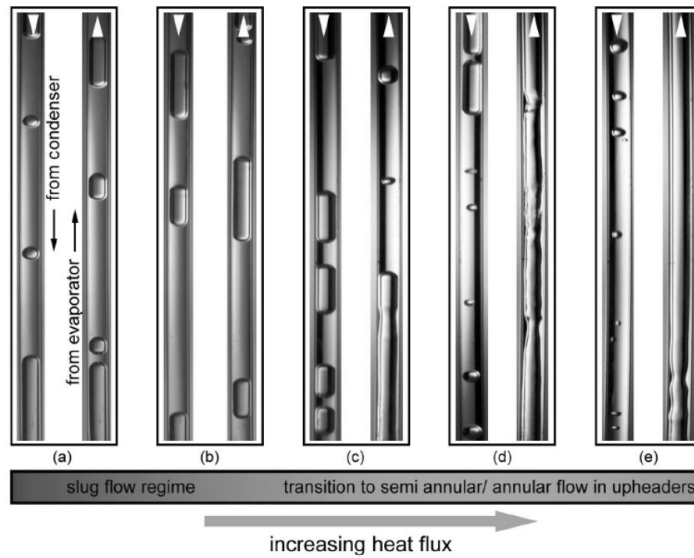


Fig. 2-15 Observed Flow Patterns in Loop Type PHP
(Khandekar and Groll, 2004b)

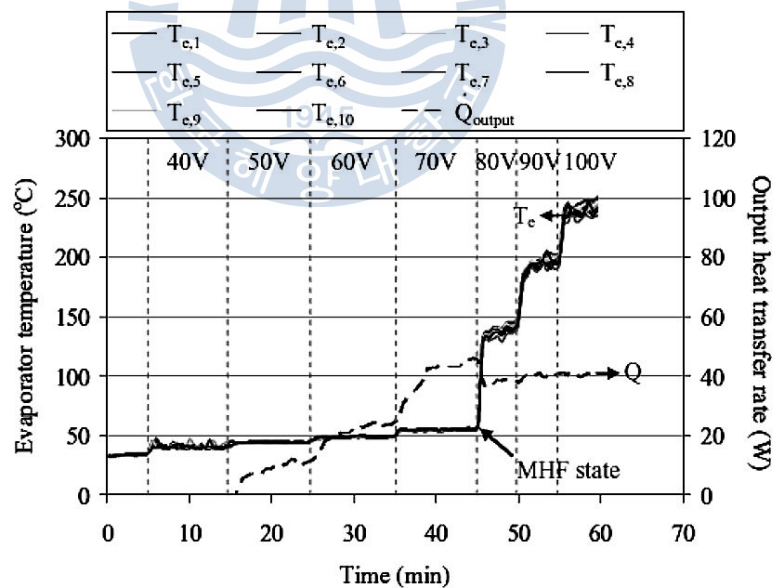


Fig. 2-16 Identification for MHF State (Dry-out) from Variations of the Evaporator Section Temperature (Kammuang-Lue et al., 2009)

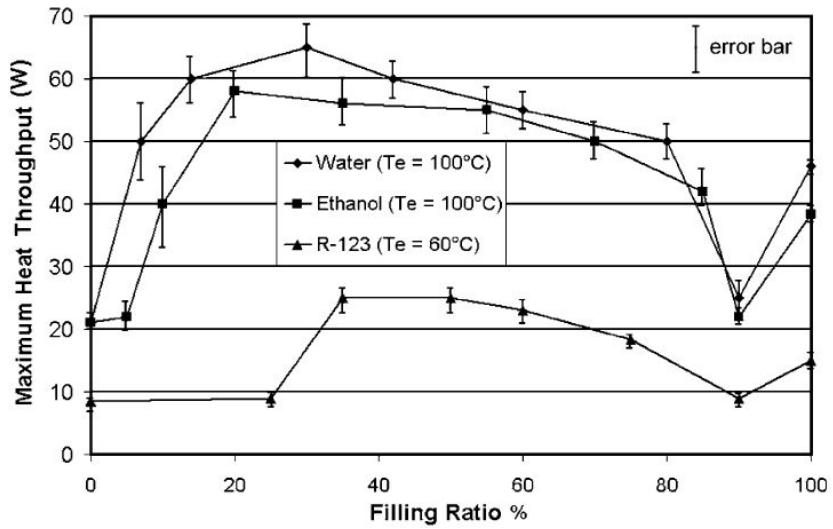


Fig. 2-17 Maximum Performance of PHP Obtained with respect to the Filling Ratio (Khandekar, Dollinger and Groll, 2003)

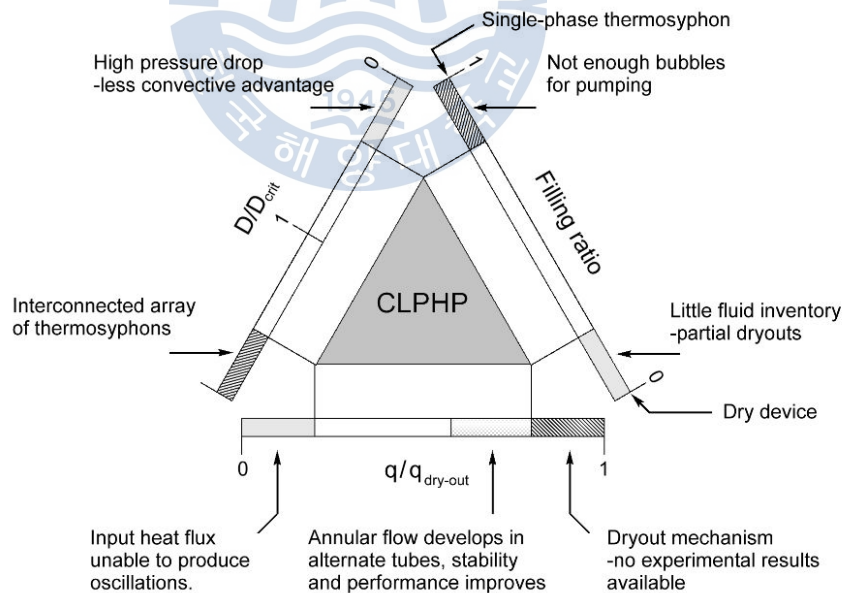


Fig. 2-18 Boundary Conditions for Loop Type PHP Operation (Khandekar and Groll, 2003)

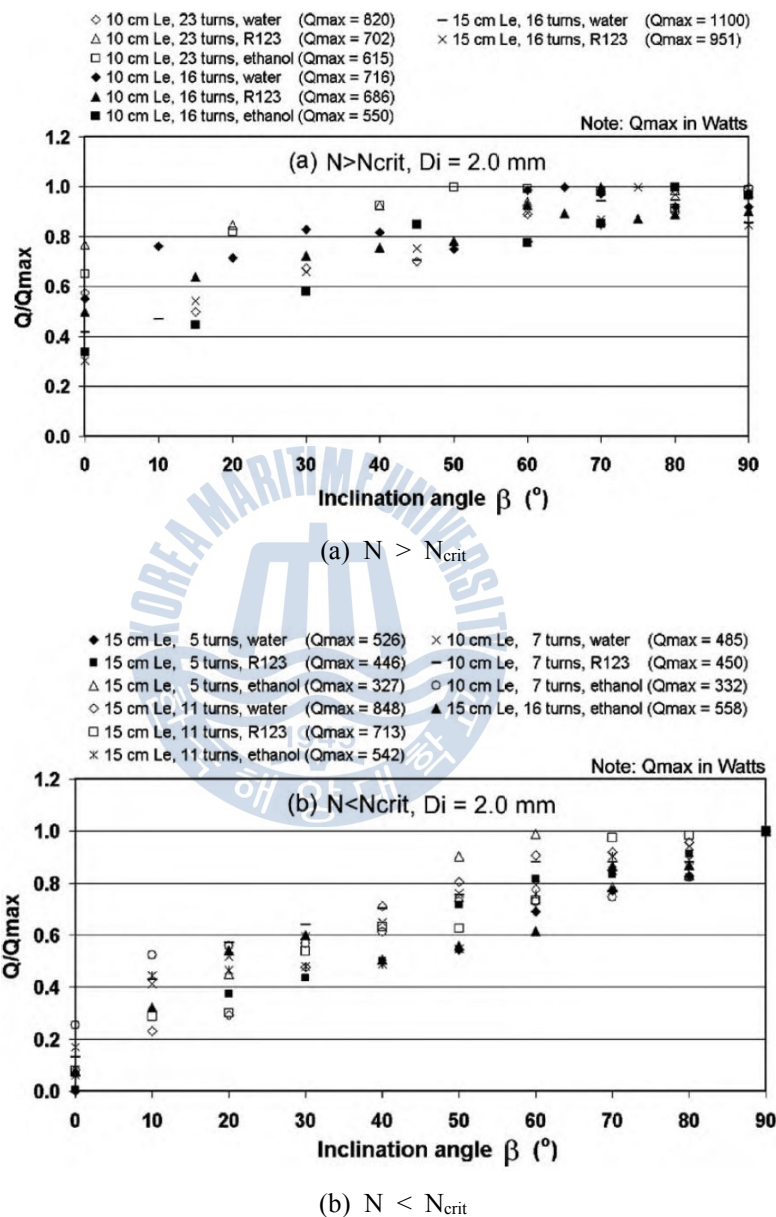
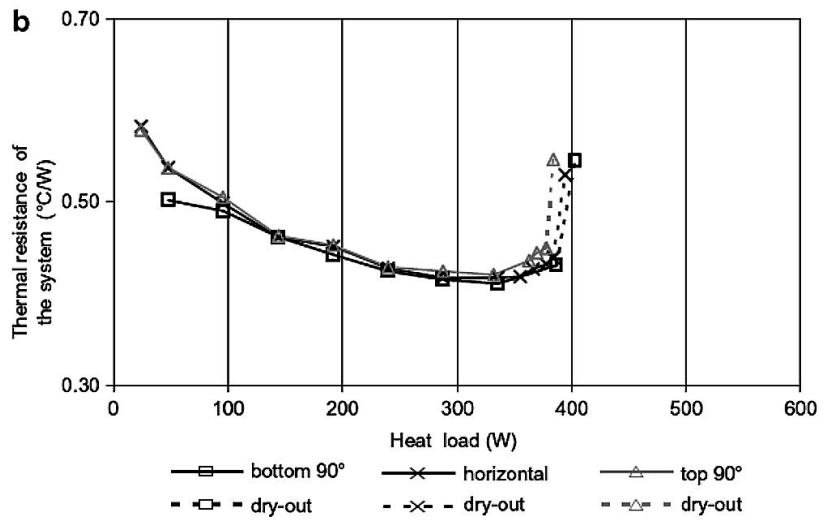
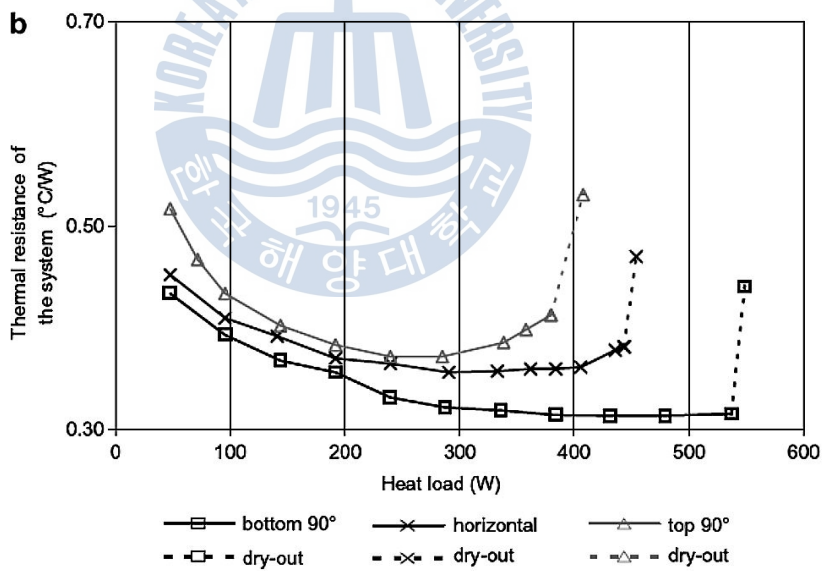


Fig. 2-19 Thermal performance for $D_i = 2$ mm (a) $N > N_{crit}$, (b) $N < N_{crit}$
(Charoensawan et al., 2003)



(a) LPHP 1, (ID/OD = 1 mm/2 mm; FR = 50%).



(b) LPHP 2, (ID/OD = 2 mm/3 mm; FR = 50%)

Fig. 2-20 Thermal Performances of Loop Type PHPs for Three Heat Modes
(Yang et al., 2008)

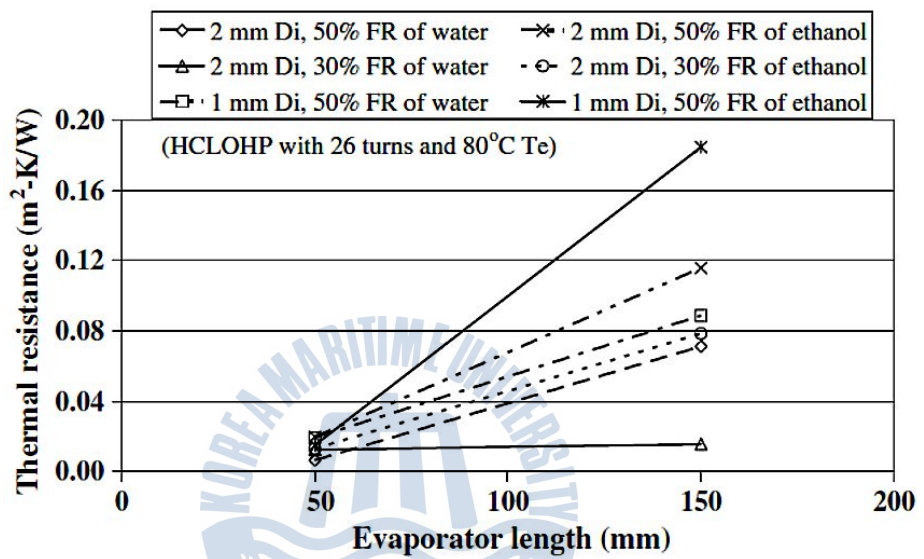


Fig. 2-21 Influence of Evaporator Length. (Charoensawan and Terdtoon, 2008)

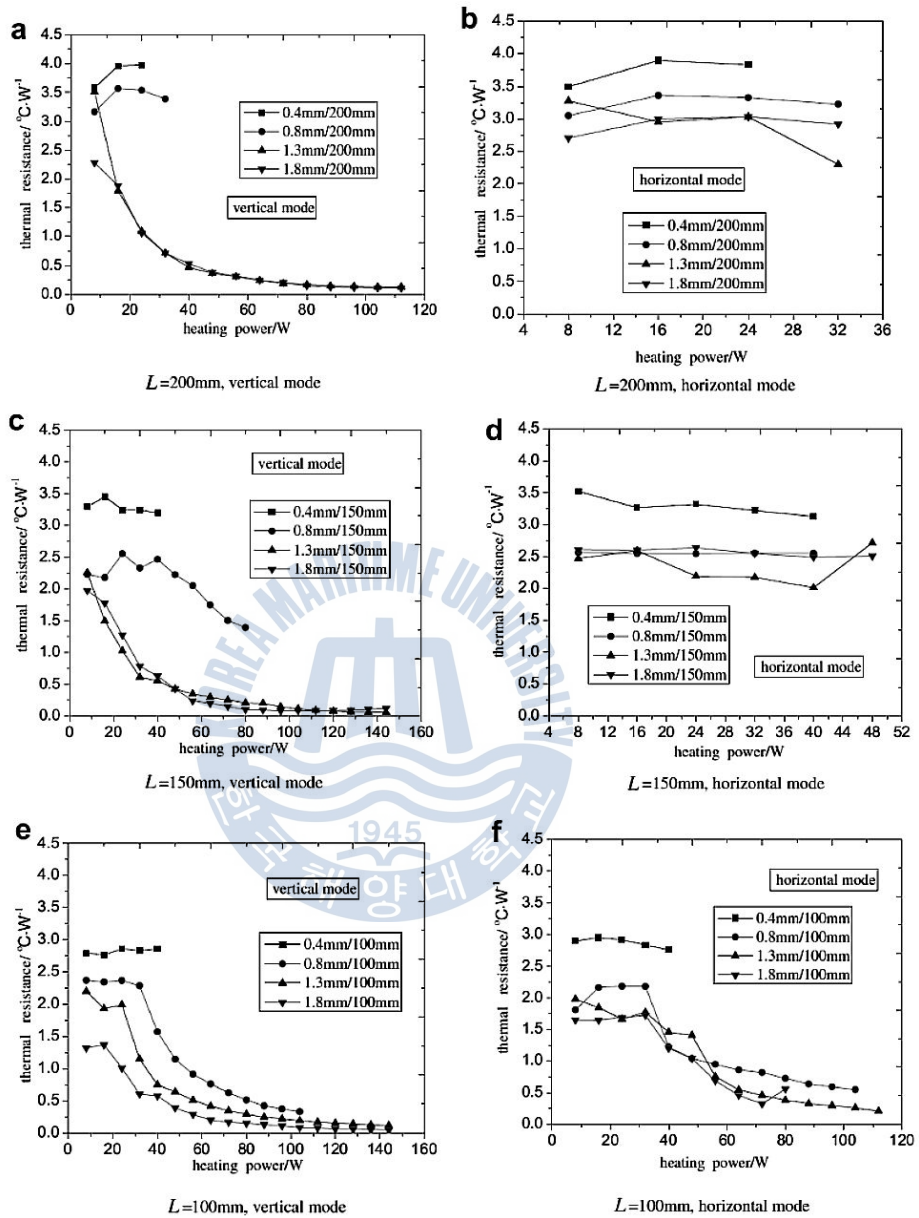


Fig. 2-22 Relationship Between Heating Power and Thermal Resistance in Different Inner Diameters (Lin et al., 2011)

제 3 장 방열 흰 방열 성능 해석

LED 조명의 방열은 LED 칩에서 발생한 열이 LED 패키지를 구성하고 있는 물질에 열전달이 이루어지고 최종적으로 방열 흰 (fin array) 표면에서 공기에 의해 대류열전달에 의해 방열된다 (Fig. 1-3). 내부에서 발생한 열을 등기구 외부로 직접 방출할 수 있는 별도의 장치를 적절하게 설계한다고 하더라도 최종적으로 등기구 외부에서는 방열 흰에 의해서 대기로 열이 방출 되어야한다.

방열 흰은 공기가 만나는 면적을 증가시켜서 대류를 통한 열 방출량을 상승시키기 때문에 흰(fin)이라고 불리는 요철형태의 구조를 갖게 된다. 이때, 흰 설계에 있어서 흰과 흰 사이 간격의 최적 값을 찾는 것이 자연 대류에서의 흰 설계의 핵심이다. 만약 지나치게 흰 간격이 좁게 설계될 경우 인접한 흰들 간의 열 경계층이 겹치게 되어 자연대류에 의해 발생하는 대기와의 열전달의 효과가 떨어지게 된다. 반대로 흰 간격이 너무 넓을 경우 열전달 효과는 증가하나 동일한 흰 베이스(base) 면적에 대해서 전체 방열 면적이 감소하게 되므로 전체 열전달은 낮아지게 된다. 따라서 흰의 두께 뿐 아니라 흰 간격을 적절하게 조율해서 설계하는 것이 중요하다.

앞에서 설명한 것처럼, 방열 흰은 방열의 최종 단계이므로 이에 대한 설계가 이루어져야 LED 조명의 적절한 방열이 가능하다. 따라서 방열 흰의 성능 검토를 통한 선정은 필수적인 사항이다. 방열 흰에 대한 성능 예측은 2가지 형태의 방열판 구조에 대해서 선행 논문 연구와 상용 전산해석 프로그램을 통해 이루어졌다.

3.1 사각 평판 베이스 사각 흰 성능 예측

일반적으로 상용화된 사각 평판 베이스에 사각 흰이 부착된 형태로서, 그 성능 예측은 논문 검토에 의해서 이루어졌다. 흰 베이스의 3가지 위치에 따른 상관식을 적용하여 성능을 예측하였고 예측결과와 비슷한 결과를 보이는 방열 흰을 선정하였다.

3.1.1 수직 베이스, 옆 방향 흰 상관식

자연대류에서의 수직 채널에서의 열 유체의 움직임을 상세히 기술한 것은 Elenbaas가 처음이다. 공기 중에 등온 평판에서의 그의 실험적 결과는

이후에 여러 사람들에 의해 수치적으로 확인 되었다. Fig. 3-1에서, 입구 영역과 상대적으로 짧은 채널 내에서의 운동량 경계층과 열 경계층이 확인할 수 있다. 더욱이 열전달량은 등은 평판을 따라 흐르는 층류와 연관하여 이 경계층들로 접근한다. 이러한 경계층의 발달은 완전 발달된 형태로 채널 출구에서 빠져나간다. 대안적으로 길고 좁은 채널에 대해서 경계층은 입구 근처에서 합쳐지고 완전 발달된 유체가 지배적으로 그 채널의 대부분을 따라 흐른다 (Kraus and Bar-Cohen, 1995).

완전 발달된 제한 조건에서, gap-based Nusselt number 는 평판 사이 간격 z 를 가진 gap-based Rayleigh number 에 의존하는 것으로 확인되었다.

$$Ra = El = \frac{\rho^2 g \beta c_P z^4 (T_w - T_\infty)}{\mu k L} \quad (3.1)$$

$$where, 0.1 < El < 10^5$$

이 무차원 수, El 는 Elenbaas number로 언급된다. 그리고 Elenbaas는 gap-based Nusselt number와 채널 구조의 입구 영역 이상에서의 유체 물성치와의 관계를 형성한다. 그리고 적용의 제한을 뒀는데, 공기 중에 상대적으로 짧은 평판에 대한 형태는 Elenbaas 상관식을 통해 얻어졌다.

$$Nu_O = \frac{hz}{k} = \frac{El}{24} \left(1 - e^{-\frac{35}{El}}\right)^{3/4} \quad (3.2)$$

여기서 Nu_O 는 gap-based Nusselt number 이고 z 는 평판 사이 간격이다.

이 식의 완전 발달된 층류 자연 대류에 대한 등은 평판에서의 Nusselt number, Nu 는 $El^{1/4}$ 에 의존한다. 최근 $10^4 < El < 10^9$ 범위의 짧은 수직 평판에 대한 McAdams(1954)가 그 비례계수는 0.59 라고 발표했다. Elenbaas의 완전 발달된 제한 조건($z/L \rightarrow 0$)에서의 식은 식 (3.3)이다. 이렇게 완전 발달된 Nu_O 는 Churchill and Usagi(1972)의 합성표현에 의해 식 (3.4)로 나타난다.

$$Nu_O = \frac{El}{24} \quad (3.3)$$

$$Nu_O = \left[\left(\frac{El}{24} \right)^{-n} + 0.59 (El^{1/4})^{-n} \right]^{-1/n} \quad (3.4)$$

여기서 $n=2$ 일 때, 이 값은 Elenbaas의 실험 결과 값 (3.2)와 아주 근접하게 일치한다. 최종 정리된 식은 (3.5)로 표현 된다. 여기서 El 과 Nu 는 유체 평균온도에 의해서 평가된 물성치에 근거한 값들이다.

$$Nu_O = \left[\frac{576}{(El)^2} + \frac{2.87}{(El)^{1/2}} \right]^{-1/2} \quad (3.5)$$

Churchill and Usagi(1972)의 합성표현 접근을 이용하여 Bar-Cohen, Rohsenow(1983)에 의해 유도된 식 (3.5)의 유효성은 Elenbaas(1942)의 실험 데이터에 매우 가깝게 접근해 있다. (Fig. 3-2) 이 식의 완전 발달과 고립평판에 대한 한계영역은 각각 $El \leq 10$, $El \geq 100$ 이다. (Kraus and Bar-Cohen, 1995)

3.1.2 수평 베이스, 윗방향 흰 상관식

Leung and Probert (1989)에 의해서 광택 나는 두랄루민 재질의 수평 base에 수직으로 배치된 사각 흰 배열의 다양한 구조에서 흰의 방열 능력을 체계적으로 조사하였다. 이 실험적 시스템과 방법은 여기에서 L-P-S 시스템과 방법이라고 언급될 것이다.

이 L-S-P 장치는 내부로 단열된 나무 상자의 사용 때문에 아랫면으로의 열손실이 제로에 가까운 시스템이 되는 것을 가능하게 했다. 이 나무 상자는 흰 배열 base, 메인 히터, 보조 히터, 아랫면 단열재를 모두 포함하고 있다. 정상상태 조건하에서 존재하는 열손실의 낮은 비율을 제외하곤, 메인 히터에 대한 모든 입력 열이 흰 배열을 통하여 공기 중으로 전달된다고 생각될 수 있다 (Fig. 3-3).

이 실험은 다양한 구조의 방열 흰을 통해 300번 이상의 실험이 이루어졌고 정상상태 열전달량에 대한 흰 길이에 대한 영향과 흰 내부 간격이 조사됐다. 이 연구는 내부 흰 간격과 길이가 열전달에 상당한 영향을 준다고 결론을 내렸다. 흰 표면과 정상상태 자연 대류 조건에서의 수평 base, 수직 사각 흰 배열의 열전달량은 무차원화 변수들을 사용함으로써 일반화 됐다. 이 무차원 변수들 통해 다음 두 가지 형태의 배열에 대한 무차원 상관식을

발표됐다.

$$\overline{Nu}_s = C (Gr' Pr)^a \quad (3.6)$$

$$C = 0.116 \text{ and } a = 1/2, \text{ when } (Gr' Pr) \leq 500$$

$$C = 0.457 \text{ and } a = 1/3, \text{ when } (Gr' Pr) > 500$$

$$Gr' = \left(\frac{g\beta\Delta T z^3 \rho^2}{\mu^2} \right) \left(\frac{z}{(bL)^{0.5}} \right) \exp\left(\frac{-k b}{k_{fin} t} \right)$$

3.1.3 수평 베이스, 아랫방향 흰 상관식

Dayan et al. (2004)에 의해서 등온의 뜨겁고 수평 흰 배열의 아랫면에서 발생하는 자연대류에서의 문제에 대한 연구가 실시되었다. 아래로 향하는 흰 배열은 효과적인 자연 대류방식에 대해서 선호되는 각도배치가 아니다. 결국 이 문제는 과거부터 무시되어 왔다. 그러나 현대 통신 장비의 개발은 이러한 사실을 변화시켰다. 건축 설계는 특히 숨은 냉각장치의 선호를 요구한다. 이 연구는 아래 방향의 사각 흰 배열의 방열 능력을 예측하기 위한 것이다.

이 연구는 가늘고 긴 형태의 수평 평판에 대한 깊은 연구에 의해서 시작되었다. 그리고 이 가늘고 긴 형태의 수평 평판의 엣지 효과(edge effect)의 중요성을 고려한 상관식이 개발되었다.

$$\overline{Nu}_{L_{half}}^s = [1 + 0.24 \exp(-0.0025 L^*)] 0.46 Ra_{L_{half}}^{1/5} \quad (3.7)$$

$$\text{where, } L^* = \frac{L_{half}}{\sqrt[3]{\alpha\nu/g}}$$

여기서 $\overline{Nu}_{L_{half}}^s$ 는 가늘고 긴 형태의 수평평판에서의 평균 Nusselt number 이다. 이 항은 짧은 유동 통로에서의 열대류에 대한 ‘엣지 효과(edge effect)’의 영향을 포함하고 있다. 이 항을 흰 사이 채널 상관식에 도입한 이유는 이러한 효과를 보장되기 위한 것이다. 따라서 수치 해석적 방법에 의해 도출된 식과 엣지 효과의 식을 조합에 의해서 수평 아랫면의 흰 배열의 평균 Nusselt number의 형태가 나타난다.

$$\overline{Nu}_{L_{half}} = \frac{\overline{Nu}_{L_{half}}^s}{1 + b/0.5z} \left[\exp\left(-\frac{b}{z}\right) + 0.65 \left(\frac{b}{0.5z}\right) \left(\frac{L_{half}}{z}\right)^{-\frac{4}{5}} Ra_{L_{half}}^{\frac{1}{5}} \right] \quad (3.8)$$

3.1.4 흰 성능 예측 및 선정

3.1.1~3.1.3에서 언급한 방열 흰 성능 상관식을 이용하여 예측된 방열량과 비슷한 방열 흰을 선정하였다. 그 선정된 흰 크기는 Fig. 3-4와 같다. 베이스 길이 $L=134$ mm, 베이스 너비 $W=134$ mm, 흰 높이 $b=59$ mm, 흰 두께 $t=2.5$ mm, 흰 간격 $z=9.45$ mm, 흰 개수 $N=12$ 개이다. 열적 경계 조건은 흰 베이스 온도 $T_{base}=70^{\circ}\text{C}$, 공기 온도 $T_{air}=25^{\circ}\text{C}$ 이다.

흰은 3.1.1에서의 수직 배치된 베이스의 Nu_o 상관식을 바탕으로 선정하여 나머지 배치에서의 Nu 상관식을 적용하였다. 3.1.1 에서의 Nu_o 상관식 (3.5) 는 흰 간격 z 의 많은 영향을 받는다. 그래서 동일 면적의 베이스 크기에서 최적의 열전달량을 보이는 최적의 흰 간격 z 가 존재하게 된다. 다음에 나타나 있는 수식들은 동일 면적의 베이스 크기에서 최적의 흰 간격 z 을 찾기 위한 수식들이다. 이때, 동일 면적의 베이스 크기이므로 흰 간격 z 의 변화에 따라 흰 개수 N 도 함께 변하게 된다.

$$\text{적용 흰 개수 : } N = 9 \sim 30 \text{ 개} \quad (3.9)$$

$$\text{적용 흰 개수에 따른 흰 간격 : } z = (W - N \times t) / (N - 1) \quad (3.10)$$

$$\text{흰 없는 단일 면적 : } A_{unfin} = L \times z \quad (3.11)$$

$$\text{흰 단일 면적 : } A_{fin} = 2 \times (b \times L + b \times t + L \times t/2) \quad (3.12)$$

$$\text{흰 총 면적 : } A_{tot} = (A_{base} + A_{fin}) \times N \quad (3.13)$$

$$Nu_o \text{ 상관식에 의한 열전달 계수 : } h = \frac{Nu_o k}{z} \quad (3.14)$$

$$\text{열 경계조건에서의 온도 차 : } \Delta T = T_{base} - T_{air} \quad (3.15)$$

$$\text{흰 예상 방열량: } Q_{fin} = A_{tot} \times h \times \Delta T \quad (3.16)$$

이와 같은 수식 (3.9) ~ (3.16)을 적용하여 최종적으로 흰 간격에 따른 열전달량을 비교한 그래프가 Fig. 3-5에 나와 있다. Fig. 3-5 그래프에서 보면 흰 간격이 8 mm 근방에서 최적의 방열 성능을 보이는 것을 확인할 수 있다. 이것은 흰 개수 N 이 많아진다고 해서 반드시 흰의 방열량이 향상되는 것이 아니라는 것을 보여준다. 그 이유는 Fig. 3-6을 통해서 설명될 수 있다. 동일 면적의 베이스에서 흰 간격이 넓어질수록 흰 개수는 점점 감소한다. 그에 따라 인접 흰들 간의 영향이 줄어들어서 열전달 계수는 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 그러나 열전달 계수는 높지만 흰 개수의 감소로 인해 총 면적 A_{tot} 가 감소하여 낮은 방열량의 원인이 될 수 있다. 반대로, 흰 간격이 좁아질수록 흰 개수는 증가하지만 흰 간격이 좁아짐으로써 흰에서 발생하는 열경계층이 겹치게 되어 열전달 계수는 급격히 감소한다. 그로 인해 총 면적 A_{tot} 는 매우 높지만 열전달 계수가 급격히 감소하여 방열량이 감소하게 된다. 이러한 이유로 최대 방열량을 보이는 흰 간격 z 가 존재한다. 이렇게 선정된 흰은 비록 계산상 최적의 방열 성능을 보이는 흰 배열은 아니지만, 최대 방열량에 근접하는 것이어서 선정하였다.

선정된 흰 배열을 바탕으로 동일한 열적 조건에서 Nu 상관식을 계산한 결과는 Table 3-1과 같다. 열전달 계수 계산은 앞의 식 (3.5), (3.6), (3.8)을 이용하여 계산되었다. 베이스의 열조건 위치에 따라 유체의 운동이 서로 다르기 때문에 열전달 계수에서의 차이를 보이게 되어 최종 방열량의 차이를 보이게 된다. 이러한 이유는 Fig. 3-7의 평판에서의 자연 대류 유동을 통해서도 설명될 수 있다 (Incropera and DeWitt, 2001). 주위 유체에 대하여 상대적으로 가열된 수직 평판에 대해서는 평판이 중력방향과 일직선상에 놓여 있어서 부력에 의한 유체 운동은 오로지 수직 위로 유도된다. 그래서 표면에 의한 부력의 감소로 유체 속도가 감소되어 열전달 계수가 감소하는 일이 없다. 반면에 평판이 수평이면 부력은 오로지 표면에 대하여 수직 방향이다. 이때, 유동 양식과 열전달은 표면이 위를 향하는지 아래를 향하는지에 따라 달라진다. 가열된 표면이 위를 향해 있으면 온도 증가로 상승하는 유체에 의해 유체의 운동이 발생하는데, 질량 보존에 의해서 상승하는 고온의 유체로 인해서 주변의 상대적으로 찬 유체에 의해서 대체되기 때문에 열전달은 효과적으로 이루어지게 된다. 그러나 아래를 향하는 가열된 표면은 상승하는 경향의 유체가 평판에 의해서 방해받는다. 유체는 평판의 끝에서 상승하기 전까지는 수평으로 움직여야하기 때문에 대류 열전달 측면에서는 비효과적이다. 이러한 이유로 흰에서의 방열량도 차이를 보인다. 이렇게 예측된 흰은 뒤에 전개될 실험의 최종 방열 장치로 사용된다.

3.2 원통형 베이스, 사각 흰 성능 예측

원통형 베이스의 사각 흰도 상용화된 방열 흰 형태 중 하나이다. 그러나 관련 상관식 연구 사례가 찾을 수 없어서 상용 전산 해석 프로그램 (FLUENT 6.2)를 이용하여 그 성능을 예측했다.

흰 주위의 공기 유동은 3차원, 정상상태, 층류 유동으로 표면 복사는 무시하는 가정을 하였고, 사용된 물성치는 공기와 알루미늄 모두 298 K에서의 물성치를 사용하였다. 유동장 해석을 위해 SIMPLE 알고리즘을 사용하였고, 자연대류에서의 해석의 빠른 수렴을 위해 Boussinesq을 사용하였다. 자연대류는 밀도 구배가 존재하는 유체의 체적력에 의해 발생하므로 PRESTO!를 사용하였다. 또한 지배방정식의 정확도를 높이기 위해 Second Order Upwind를 설정하였고 수렴은 10^5 이하일 때로 정하였다.

해석 대상이 될 흰 배열의 크기는 다음과 같다. 베이스 높이 55 mm, 베이스 안쪽 반경 27 mm, 베이스 두께 5 mm, 흰 개수 32개, 흰 사이 각 11.25° , 흰 길이 43 mm, 흰 두께 3.3 mm 이다. 해석 대상인 흰은 실제 대기 중에 노출 되어 있지만 해석의 편의를 위해서 임의의 넓은 공간 안에 있다고 가정하였다. 격자 생성은 GAMBIT을 이용하였고 실제 현상과 유사하기 나타내기 위해서 전체 격자의 크기는 흰 위로는 흰 높이의 7배, 아래는 흰 높이의 2배, 반경 방향으로 흰 반경의 3배의 추가 공간을 두고 해석하였다. 총 격자수는 423360 개다 (Fig. 3-8).

흰 배열은 같은 형상이 반복되므로 해석 영역의 단순화를 위해서 전체 흰 영역의 1/32 (흰 개수 32개 기준)인 흰 사이 각 11.25° 에 대해서만 해석하였다. (Fig. 3-9) 경계조건은 다음과 같다. 흰 베이스 온도는 343 K, 공기 온도는 298 K 이다 (Fig. 3-10).

- 흰 베이스: 균일 온도 (343 K)
- 흰 반복 경계면: Solid, 주기 조건
- 공기 반복 경계면: Fluid, 주기 조건
- 해석 대상 입, 출구: 압력 조건
- Fluid 면: Slip 조건, 단열 조건
- 고체와 유체의 경계면: 경계면 열유속 동일

$$T_{w,fluid} = T_{w,solid} , \quad q'' = k \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{wall, fluid} = k \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{wall, solid} \quad (3.17)$$

해석 결과를 통한 유동장을 확인해보면, 전체 도메인 입구 쪽에서의 공기의 유입과 흰 측면에서의 공기 유입이 흰 사이 내부로 유입되는 것을 확인할 수 있었다. 이렇게 유입된 공기는 고온의 흰 표면에 의해서 온도 상승하고 주변 공기에 비해 밀도가 하락하여 굴뚝 효과(stack effect)에 의해 유동이 발생하는 것을 확인할 수 있었다 (Fig. 3-11).

마주 보는 흰 사이 면에 각이 있는 경우, 그 열전달 계수를 예측하는 것은 매우 어렵다. 대안적으로 3.1.1에서 언급된 평행하게 마주보는 면에서의 열전달 상관식을 응용하여 계산하여 열전달 계수를 예측하였다.

$$Ra = El = \frac{\rho^2 g \beta c_p z^4 (T_w - T_\infty)}{\mu k L} \quad (3.1)$$

$$Nu_O = \left[\frac{576}{(El)^2} + \frac{2.87}{(El)^{1/2}} \right]^{-1/2} = \frac{hz}{k} \quad (3.5)$$

위의 식은 3.1.1에서 언급했던 식이다. 이 식은 등온의 흰 사이 간격 z 를 이용하여 열전달 계수를 예측한 것이므로 각을 갖는 흰 길이를 17개의 등간격으로 구분한 뒤에 각각의 위치에서의 흰 간격 z 에서의 평균 열전달 계수를 구하였다 (Fig. 3-12), (Fig. 3-13). 이 방법으로 각이 있는 흰 면에서의 열전달 계수를 예측하였다. 이렇게 예측된 열전달 계수는 해석결과와 비교하였다.

베이스 등은 조건에서 해석 결과에 의한 열전달 계수와 상관식에 의한 열전달 계수의 비교는 Table 3-2 에 나타나있다. 그 열전달 계수의 오차는 약 5 %의 결과를 보이고 있어서 매우 비슷한 결과다.

현재 계산된 결과는 흰의 원통 베이스 전체가 등온이라는 가정 하에 이루어진 이상적인 경계조건에서의 결과이다. 실제 LED 조명을 이러한 원통 베이스 흰에 부착한다면 흰 베이스의 가장 아랫부분에만 온도 조건이 적용되어야 할 것이다. 그래서 흰 원통 베이스의 가장 아랫부분을 343 K 등온

으로 하는 조건으로 동일한 방법을 다시 실시하였다. 두 결과를 비교해보면 흰 Base의 등은 조건에서 총 방열량은 49.7 W, 흰 base 바닥의 등은 조건에서 46.6 W의 방열량을 보여서 약 6 %의 성능 하락을 보였다. 이는 방열 흰 베이스의 아랫부분의 등은 조건에서도 방열 흰의 알루미늄 재질의 높은 전도성으로 인해 충분히 LED 조명의 방열이 가능하다는 것을 보여준다.

그러나 원통 베이스 사각 흰 상관식을 응용한 계산식을 이용하여 성능을 예측한다고 할지라도 다양한 크기의 상용화된 원통 베이스 흰을 구하기가 사각 평판 베이스 흰보다 상대적으로 어렵다. 또한 제작을 하게 되면 높은 생산 단가로 인해 실현되기 어렵다. 따라서 이후에 전개될 방열 시스템의 구성은 상대적으로 원하는 크기를 구하기 쉬운 사각 평판 베이스 사각 흰을 적용하였다.



Table 3-1 Effect of the Fin Base Orientations of Rectangular Plate Base and Rectangular Fins

저자 (년도)	가열된 Base 위치	$h[W/m^2K]$	$Q [W]$
Bar-Cohen Rohsenow (1983)	수직	6.14	58.7
Leung and Probert (1989)	수평 윗면	5.66	54.1
Dayan et al. (2004)	수평 아랫면	3.86	36.9

Table 3-2 Effect of Temperature Conditions of Cylindrical Fin Base

	Symbol	Base	Bottom of Base	unit
해석 결과	h_{cal}	6.28	6.15	$[W/m^2K]$
흰 상관식 결과	h_{corr}	6.56	6.46	$[W/m^2K]$
해석과 흰 상관식 편차		4.4	5.1	$[%]$
흰 평판 평균 온도	T_{wall}	342.1	340.2	$[K]$
단일 흰 방열량	q_{fin}	1.552	1.455	$[W]$
총 방열량	q_{total}	49.7	46.6	$[W]$

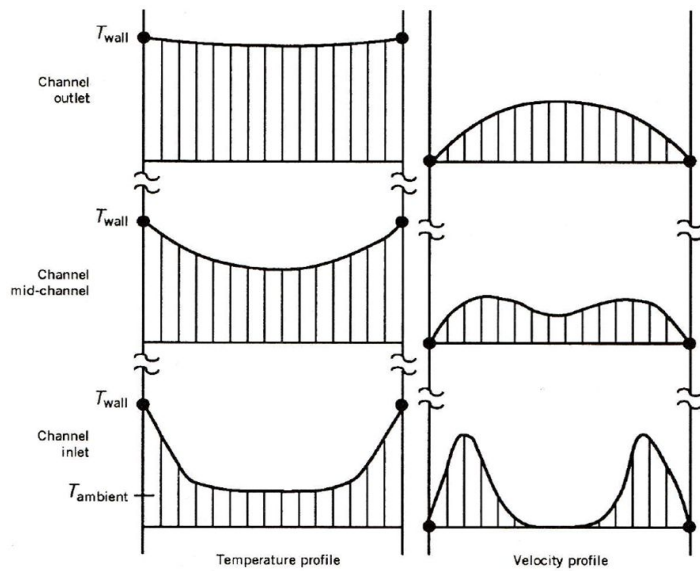


Fig. 3-1 Developing Temperature and Velocity Profiles for Natural Convection in a Vertical Channel (Kraus and Bar-Cohen, 1995)

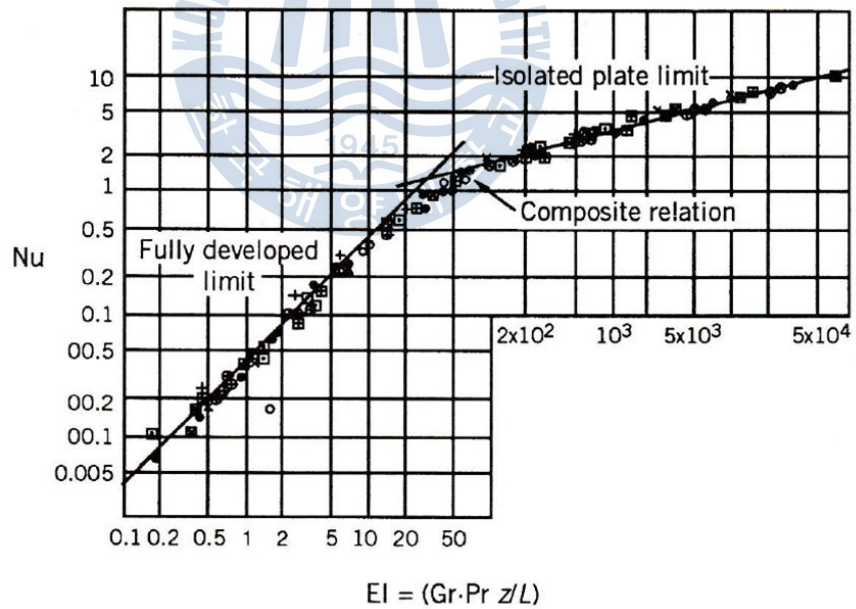


Fig. 3-2 Nusselt Number Variation for Symmetric Isothermal Plates (Kraus and Bar-Cohen, 1995)

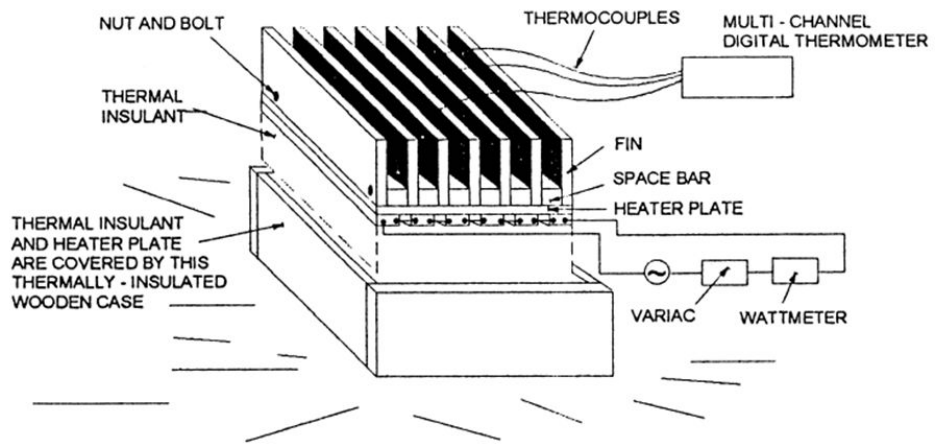


Fig. 3-3 L-P-S Experimental System and Method (Leung and Probert, 1989)

AA 6063-T5
Thermal Conductivity
 $k=209 \text{ W/mK @ } 25^\circ\text{C}$

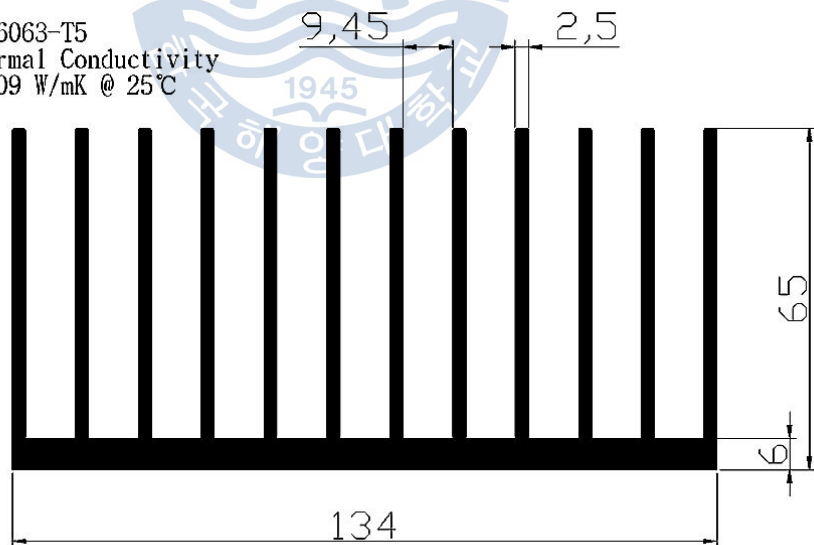


Fig. 3-4 Fin Array Selected by Free Convection Correlation

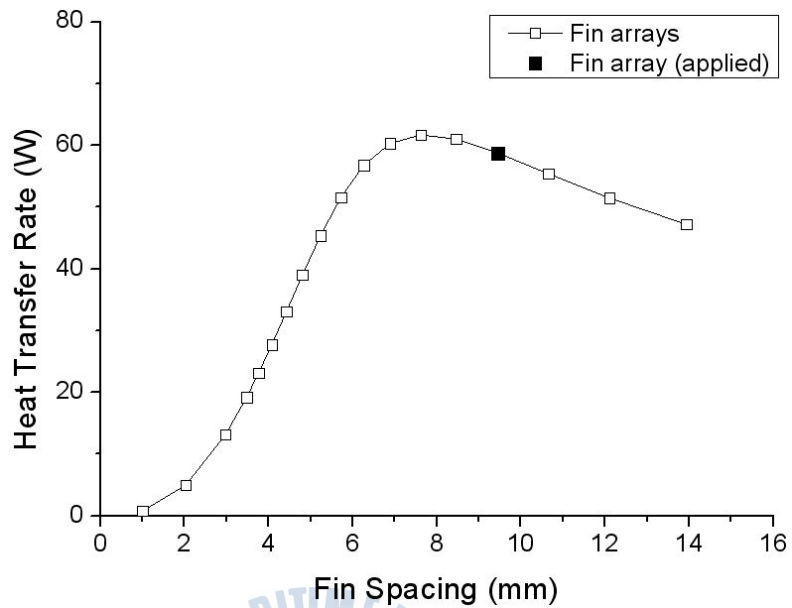


Fig. 3-5 Optimum of Fin Array Selected

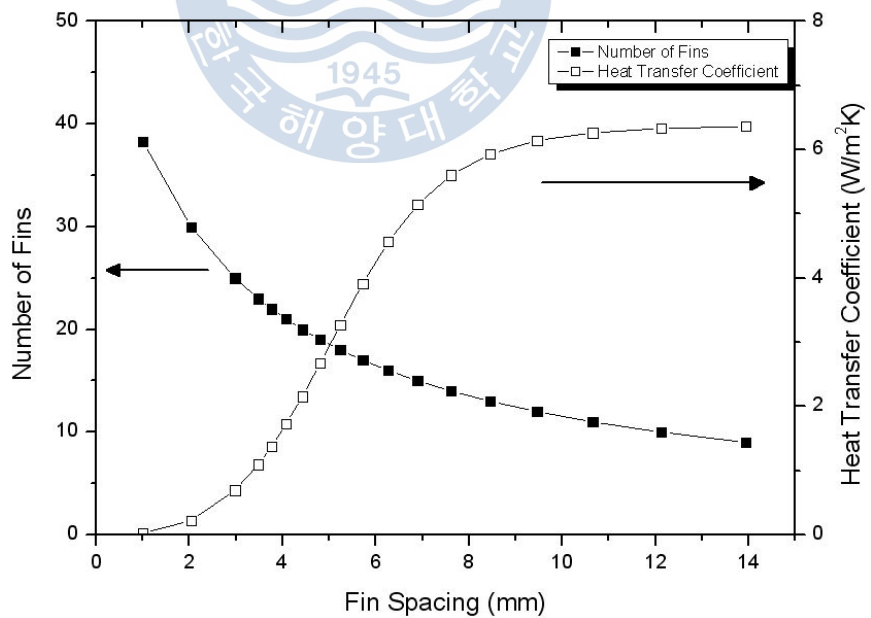


Fig. 3-6 Effect of Fin Spacing under the Same Area of Fin Base

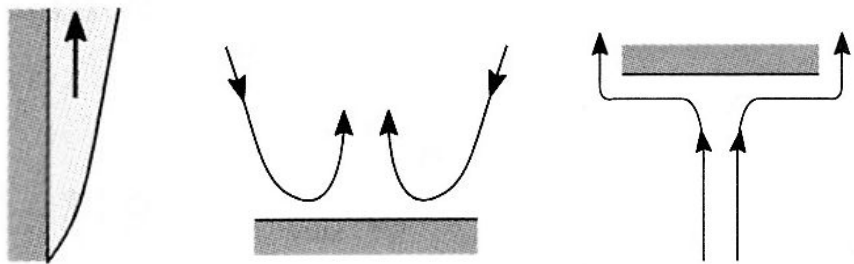


Fig. 3-7 Buoyancy Flow in Various Orientations of Plates
(Incropera and DeWitt, 2001)

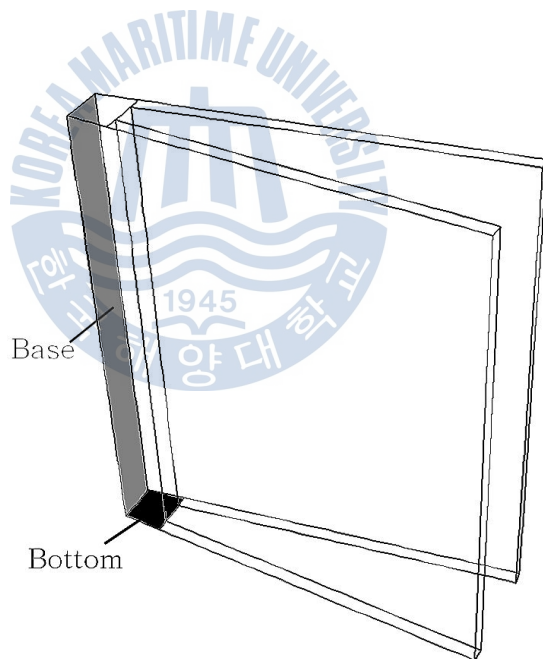


Fig. 3-8 Cylindrical Fin Base and Rectangular Fin

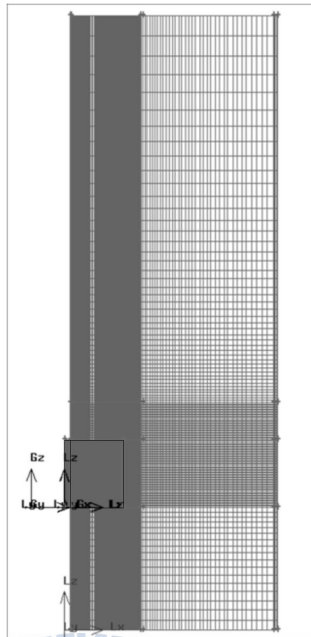


Fig. 3-9 Calculational Domain including Fin

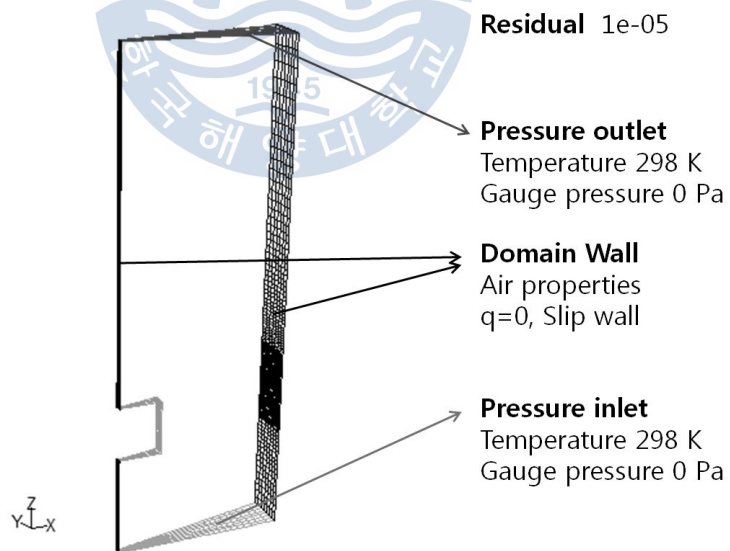


Fig. 3-10 Boundary Conditions

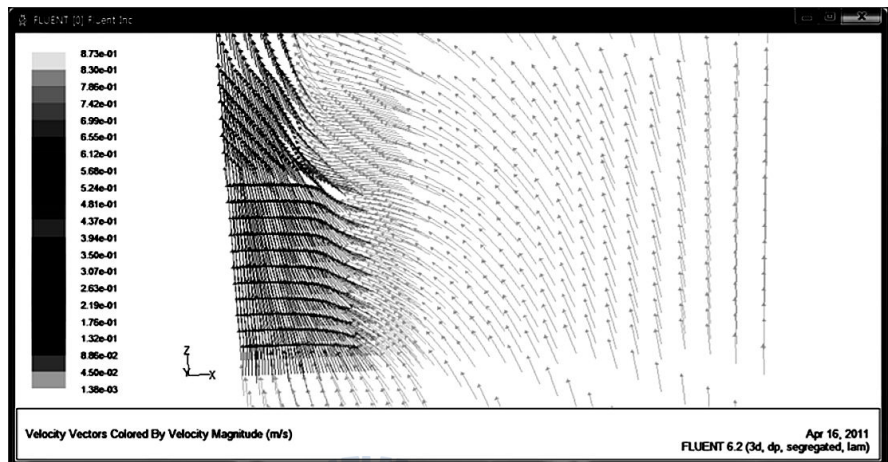


Fig. 3-11 Flow of Air around Fin

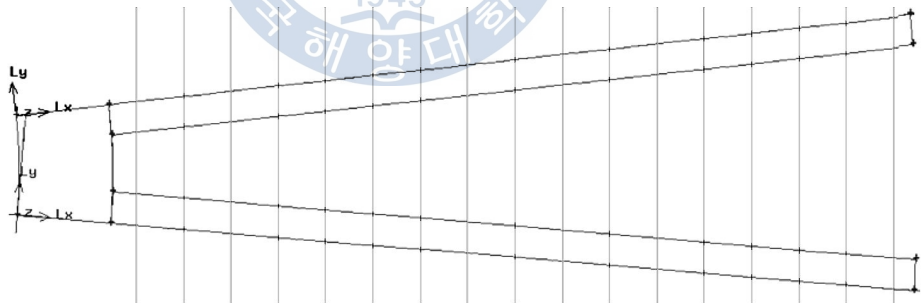


Fig. 3-12 Fin Separated by Equal Interval

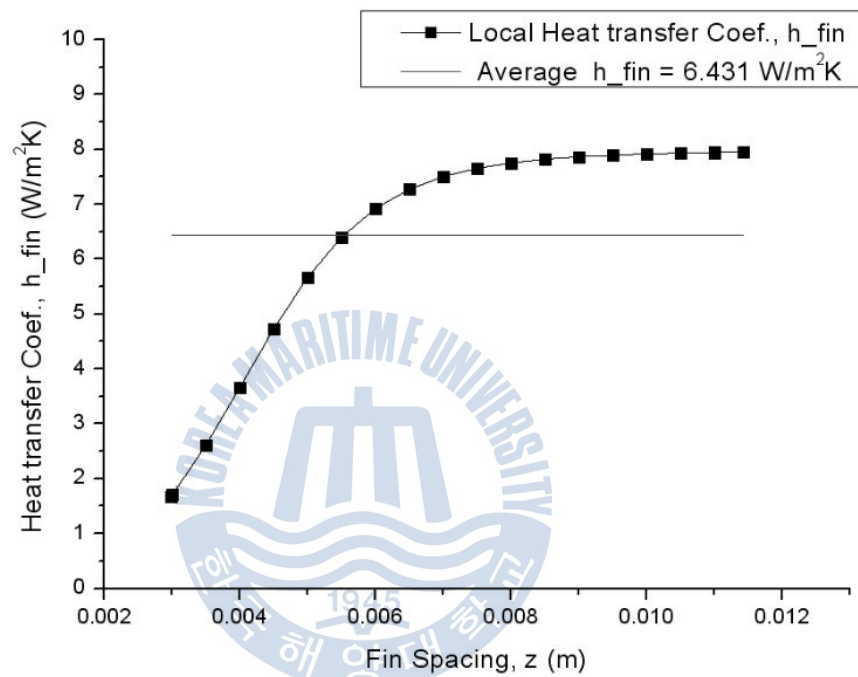


Fig. 3-13 Average Heat Transfer Coefficient of Fin in Fig. 3-12

제 4 장 진동형 히트파이프 특성 실험

1장에서 언급했던 것처럼 밀폐된 구조의 LED 방폭등 내부에서 발생하는 열을 방열 환으로 빠르게 방출할 수 있는 방안으로 진동형 히트파이프(Pulsating Heat Pipe)가 채택되었다. 그러나 LED 방폭등의 요구조건에서의 진동형 히트파이프 적용 선행연구는 찾아 볼 수 없었다. 따라서 본 4장에서는 진동형 히트파이프를 실험을 통해 LED 조명 조건에서의 설계에 필요한 특성을 실험적으로 고찰하였다.

4.1 장치 구성 및 측정 방법

진동형 히트파이프는 외경 3.18 mm, 내경 2.1 mm 의 구리관을 이용하여 제작되었다. 관 중심 기준 27 mm의 일정한 간격으로 배치된 16개의 구리관(turn 수 8개)에 열전달 향상을 위해서 환(fin)을 브레이징 하여 구리관과 결합하였다. 그리고 환과 결합된 이 관들은 아크릴로 제작된 각각의 가열부(heating part)와 방열부(cooling part)에 연결하고 단열부(adiabatic part)에서 특수 피팅(Swagelok, 1/8" Fitting) 으로 최종 결합 되었다. 가열부, 방열부, 단열부의 높이는 100 mm, 100 mm, 140 mm이다. Fig. 4-1 은 장치의 개략도이며 실험 때는 외부로의 영향을 최소화하기 위해서 장치 전체를 단열재로 덮었다. 장치 상부에는 유동 특성을 확인하기 위해서 유동 가시화 영역을 만들었는데, 진공용 특수 피팅 (Swagelok, 1/8" Vacuum fitting) 을 사용하여 유리관과 연결하였다. 장치는 Loop type PHP로 제작되었다.

히트 파이프의 성능 테스트를 위해 두 개의 항온수조(Jeio tech, Bath Circulator)를 이용하여 가열부 아크릴 수조와 방열부 아크릴 수조에 각각 다른 온도의 물을 공급하였다. 적용 온도는 LED 기판 허용 온도를 70℃로, 대기온도를 25℃ 의 환경으로 가정하고 가열부 물 온도는 70℃, 방열부 물의 온도는 25℃ 로 하여 실험하였다. 관 내부는 진공펌프를 이용하여 진공상태로 만든 후에 작동유체를 장치의 내부 체적에 대한 체적비로 주입하였다. 진동형 히트파이프의 열전달량을 계산하기 위해서, 열전달량 q 는 다음의 열평형식을 사용하여 계산하였다.

$$q = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \quad (4.1)$$

열전달량 계산을 위해서는 온도 측정과 유량 측정이 필요하다. 사용된 c_p 는 아크릴 수조 입·출구 평균온도에 대한 값을 사용하였다. 열전달량 계산에 필요한 온도 측정은 T-type thermocouple (OMEGA, T-type)을 사용하여 측정하였으며, Labview data logger (National Instrument, SCXI-1102)로 지시 및 저장하였다. 단열부 관 16개 중 6곳 (1, 7, 8, 9, 10, 16)에 벽 온도를 측정하였는데 이를 통해서 관 내부의 유동 특성을 확인하기 위해서 온도계를 설치하였다. 검출부가 아주 작은 온도계 T-type thermocouple (OMEGA, copper-constantan T-type, diameter 0.005 in.)를 사용하여 민감한 변화에도 측정이 가능하게 하였고 검출부가 작기 때문에 쉽게 떨어지지 않도록 하기 위해서 내열성이 좋은 테이프 (Nitto Denko Corp., 903UL, $-110^{\circ}\text{C}\sim 260^{\circ}\text{C}$, thickness 0.08~0.23 mm)를 사용하여 부착하여 측정하였다.

가열부, 방열부에 공급되는 물의 입·출구 온도는 정상상태에 이르렀을 때 측정 하였는데, 이때 입·출구 온도측정에 있어서 입구에서는 항온수조에서 일정한 온도의 물을 계속 공급 받기 때문에 물의 온도 변화가 없다. 따라서 입구온도 측정은 T-type thermocouple (OMEGA, T-type 1/8 in.) 한 개로 측정하였다. 출구에서는 아크릴 구조와 환을 결합한 관의 구조 등으로 변화된 출구 온도가 위치별로 다르게 측정되기 때문에 하나의 온도계로 측정하기가 어렵다. 따라서 Fig. 4-3 에서처럼 입구 온도계보다 더 작은 직경의 T-type thermocouple (OMEGA, T-type 1/16 in.)을 출구에서 3구역으로 나누어 설치하여 평균 변화 온도를 측정하였다.

사용된 온도계는 각각 25°C , 70°C 온도의 항온 수조 2개에 온도계를 넣고 측정하여 Fig. 4-4와 같이 각각의 온도에서 온도계 간의 차이가 0.1°C 이내인 온도계 4개를(입구 1/8 in. 1개와 출구 1/16 in. 3개) 선택하여 입·출구 온도 측정에 사용하였다.

유량 측정에 사용된 유량계는 로터미터(rotameter)라고도 불리는 면적식 유량계(Dwyer, Series RM, Accuracy 3% at 21°C)이다. Fig. 4-5에서 보면 로터미터는 수직한 관속에 있는 부유체(float)가 들어있으며 관은 출구 방향으로 횡단면적이 점점 증가하는 형태이다. 입구를 통해 들어온 유체가 부유체와 관 사이를 흘러서 지나간다. 장치의 기본 원리는 부유체에 작용하는 항력 F_D , 중력 W , 부력 F_B 사이의 힘의 평형 관계를 기초로 한다. 따라서 부유체에 작용하는 항력은 부유체를 지나는 평균 속도에 따라 변하고 그에 따라 평형상태를 유지하는 위치가 변하여 눈금을 읽을 수 있게 된다. 수직 방향 y 에서의 힘의 평형을 식으로 정리하면 다음과 같다.

$$\text{항력 } F_D = C_D \frac{1}{2} \rho A_x \bar{U}^2 \quad (4.2)$$

$$\text{중력 } W = g \rho_b V_b \quad (4.3)$$

$$\text{부력 } F_B = g \rho V_b \quad (4.4)$$

$$\sum F_y = 0 = -F_D + W - F_B \quad (4.5)$$

$$C_D \frac{1}{2} \rho A_x \bar{U}^2 = g(\rho_b - \rho) V_b \quad (4.6)$$

$$C_D = f(Re) \quad , \quad \text{where, } Re = \frac{\rho \bar{U} D}{\mu} \quad (4.7)$$

이때, ρ_b 부유체 밀도, ρ 유체의 밀도, C_D 부유체의 항력 계수, A_x 관의 횡단면적, \bar{U} 부유체를 통과하는 평균속도, V_b 부유체의 체적을 의미한다. 부유체의 항력 계수 C_D 는 Reynolds number에 관한 함수다. 실제 사용하고 있는 구형의 부유체는 밀도 ρ 와 점도 μ 의 영향을 받게 되는데 이들 값들은 온도에 관한 함수로 결국 온도 변화에 따라 Reynolds number에 영향을 받아서 부유체의 항력 계수 C_D 값이 변한다 (Figliola and Beasley, 1998).

현재 실험에 적용될 물의 온도는 70℃와 25℃ 이다. 각 온도에서 부유체가 유량계 내부 관의 동일한 위치에 놓여 있다고 가정하면 다음과 같은 유량 관계가 형성된다.

$$C_D \frac{1}{2} \rho A_x \bar{U}^2 = g(\rho_b - \rho) V_b \quad (4.6)$$

$$\bar{U} = \sqrt{g(\rho_b - \rho) V_b / (C_D \frac{1}{2} \rho A_x)} \quad (4.8)$$

$$\frac{\bar{U}_{70^\circ\text{C}}}{\bar{U}_{25^\circ\text{C}}} = \sqrt{\frac{g(\rho_b - \rho) V_b / (C_{D70} \frac{1}{2} \rho A_x)}{g(\rho_b - \rho) V_b / (C_{D25} \frac{1}{2} \rho A_x)}} = \sqrt{\frac{(\rho_b - \rho_{70}) / (C_{D70} \times \rho_{70})}{(\rho_b - \rho_{25}) / (C_{D25} \times \rho_{25})}} \quad (4.9)$$

부유체를 동일 위치라 가정하였기 때문에 그때의 관 횡단면적 A_x 는 같으므로 온도에 따른 최종 유량 변화 관계는 다음과 같다.

$$\frac{\overline{U}_{70^{\circ}\text{C}} A_x}{\overline{U}_{25^{\circ}\text{C}} A_x} = \frac{Q_{70^{\circ}\text{C}}}{Q_{25^{\circ}\text{C}}} = \sqrt{\frac{(\rho_b - \rho_{70})}{(\rho_b - \rho_{25})} \times \frac{\rho_{25}}{\rho_{70}} \times \frac{C_{D25}}{C_{D70}}} \quad (4.10)$$

위의 식(4.10)에서 보는 것처럼 유량계에서의 부유체의 항력 계수 C_D 관계를 알면 보정된 유량을 예측할 수 있다. 사용하고 있는 유량계의 관 내부의 특별한 형상과 적용되고 있는 구형의 부유체 사이의 신뢰할 수 있는 C_D 관계를 적용해야 하지만 불행하게도 이러한 구조에서의 항력 계수에 대한 정보를 찾을 수 없어 온도에 따른 이론적 보정식을 적용할 수 없었다. Free stream 조건에서의 구형의 항력 계수 C_D 를 수식화 한 논문을 이용하여 계산해본 결과, 이후에 소개할 실제 측정된 유량 결과와 비교해서 약 4 %의 오차를 보였다. 유량계는 아크릴 수조의 입·출구의 온도에도 영향을 주기 때문에 더욱 정확한 유량보정이 필요했다. 결국, 정확한 유량 측정을 위해서 직접적인 측정을 통한 보정이 실시되었다.

실제 측정을 해봤을 때, 물은 70℃에서 읽은 유량 1 LPM의 측정 유량은 1.078 LPM으로 약 7.8%의 오차가 발생하였고 같은 온도 70℃에서 읽은 유량 0.5 LPM의 측정 유량은 0.563 LPM으로 12.6%의 오차를 보였다. 물이 70℃에서의 1 LPM과 0.5 LPM의 측정값을 이용하여 Fig. 4-6과 같이 읽은 눈금 값에 대한 실제 측정값을 보정하는 측정을 통한 유량 보정식을 만들어서 열량 계산에 사용하였다.

4.2 진동형 히트파이프 특성 변수

진동형 히트파이프는 LED 조명의 환경조건에서 적용되었다. 따라서 적용 온도는 LED 기관 허용 온도 70℃와 대기 온도 25℃ 요구조건으로 가열부 70℃, 방열부 25℃로 설정하였다. 작동유체는 에탄올, FC-72, 물, 아세톤으로 5 가지를 사용한다. 주입량은 전체 체적에 대한 체적 비율로 0 ~ 70 vol.%로 변화시키면서 실험하였다. 유량은 1 LPM에서 그 1/2인 0.5 LPM으로 변경하여 실험하였다. 마지막으로 가열부 위치에 따른 열적 성능을 살펴보았다. 전체적인 실험 변수는 Table 4-1과 같다.

4.3 실험 결과

4.3.1 열전달량 계산 및 에너지 평형

측정된 유량 및 온도를 통해서 계산된 열전달량 q 결과 값의 신뢰성을 위해 손실 열량에 대한 부분도 고려되어야 한다. 보다 정확한 열전달량 q 값을 계산하기 위해 에너지 평형(Energy Balance)을 적용하였다. 장치에 주입한 가열량은 방열량과 같아야 한다. 그러므로 에너지 평형식을 만족하기 위해서는 다음을 성립해야 한다.

$$q_h = q_c \quad (4.11)$$

이 열량은 여러 가지 열량 성분의 조합으로 나타낼 수 있으며 실제 장치 주입 가열량 q_h 는 계산된 가열부 아크릴 수조 열량 $q_{h, \Delta T}$ 에서 외부 공기에 의한 손실 $q_{h, loss}$ 을 제거해야 한다. 한편 주입율 0%의 가열부 아크릴 수조 열량 $q_{h, \Delta T-0\%}$ 은 대기 손실 열량 $q_{h, loss}$ 과 방열부로 전도된 열량 q_{cond} 을 포함한다. 따라서 위의 식과 조합하면 다음과 같이 표현 된다.

$$q_h = q_{h, \Delta T} - q_{h, loss} \quad (4.12)$$

$$q_{h, \Delta T-0\%} = q_{h, loss} + q_{cond} \quad (4.13)$$

$$q_h = q_{h, \Delta T} - (q_{h, \Delta T-0\%} - q_{cond}) \quad (4.14)$$

방열부에서의 열량도 유사하게 표현 가능하다. 이때 방열부에서의 손실 $q_{c, loss}$ 가 거의 없다고 가정하면 주입율 0% 의 방열부 아크릴 수조 열량 $q_{c, \Delta T-0\%}$ 은 모두 전도에 의한 열량 q_{cond} 이라고 할 수 있다. 따라서 다음과 같이 표현된다.

$$q_c = q_{c, \Delta T} - q_{c, loss} \quad (4.15)$$

$$q_{c, loss} \approx 0 \quad (4.16)$$

$$q_{c, \Delta T=0\%} = q_{cond} \quad (4.17)$$

$$q_c = q_{c, \Delta T} \quad (4.18)$$

모든 실험 측정 후 열전달량을 계산하여 이와 같은 방법으로 식 (4.11)의 가열부, 방열부 열량 차이를 계산한 결과, 그 차이는 5% 이내로 나타났다. 최종적인 열전달량은 가열부 열전달량과 방열부의 열전달량을 산술평균을 사용하였다.

4.3.2 작동유체와 주입율에 따른 영향

작동 유체와 그 주입율에 따른 영향을 알아보는 실험을 실시하였다. 가열부 70℃, 방열부 25℃, 1 LPM의 고정된 환경 조건에서 작동유체는 5가지 경우로 ethanol, FC-72, water, acetone, R-123을 사용하였고 작동유체는 0~70 vol.%로 주입하여 실험하였다. 모든 실험은 정상 상태에서 측정된 열량이고 모든 실험은 설명한 에너지 평형을 통한 계산과정을 거친 결과들이다.

Fig. 4-7은 각 작동유체와 그 주입율에서의 관계를 보여주고 있다. Fig 4-7에서 보면 각 작동유체에서 최대 열량을 보이는 최적 주입율이 존재하는 것을 확인할 수 있다. 각각의 작동유체의 최적 주입율은 water와 R-123의 경우 50-60%, FC-72와 acetone은 40-50%, ethanol에 대해서는 30-40% 이다. 대부분의 유체가 50 % 근처에서 높은 열전달량을 보였다. 최대 열적 성능은 water 로서 약 260 W의 열전달량을 보였고 다음으로 R-123과 acetone은 약 220 W, FC-72와 ethanol는 약 150 W 순서를 보였다.

4.3.3 유동 특성

단열부 벽 6곳의 온도계와 방열부 위쪽에 설치된 유리관의 유동 가시화 영역을 통하여 유동 형태를 파악하였다. 이렇게 파악된 유동은 2가지 큰 특징을 확인 할 수 있었다. 첫 번째 특징은 왕복 유동을 하고 있지만 방향성을 갖는 것이다. Fig. 4-8, Fig. 4-9에서 보는 것처럼 실험을 통해 Flow mode가 2가지 경우가 존재한다는 것을 확인하였다. 하나는 왕복 유동하면

서 특정 방향으로 더 길게 유동하였고, 다른 하나는 방향성 없이 왕복 유동하였다.

70℃, 25℃, 1 LPM, FC-72, 50 vol. % 실험에서 41.6초 동안 유동 가시화 영역에서 그 유동을 확인해보면 약 45회의 불규칙한 왕복 운동이 있었고 전체적인 시간으로 보면 반 시계방향으로 26.8초, 시계방향으로 14.8초 동안 이동하여 결과적으로 유동은 시계방향으로 12초간 더 긴 시간을 유동하였다.

Fig. 4-10 은 70℃, 25℃, 1 LPM, FC-72, 50 vol. % 조건의 실험에서 입·출구 온도와 벽 온도를 나타낸 그림이다. 벽의 온도를 확인해보면 온도를 측정하는 관 6개 중, 관 1, 7, 9의 홀수 관에서 상대적으로 낮은 온도 약 38℃가 측정되고, 관 8, 10, 16번 짝수 관에서 그보다 높은 온도 약 56℃가 측정되었다. 이렇게 엇갈리게 관 온도가 나타나는 것은 유동에 방향성이 존재 한다는 것을 보여주는 증거다. 방향은 실험 때마다 임의로 나타났다.

유동 가시화와 벽 온도의 결과를 봤을 때, 지배적인 유동은 순환이지만 국부적인 왕복 유동이 존재한다. 이러한 Flow 형태는 Kim et al. (2003a), Tong et al. (2001)의 선행 연구에서도 확인할 수 있는 연구 결과지만 이를 칭하는 순환(circulation)이라는 용어가 적절하지 않다고 판단되어 이 논문에서는 이와 같은 특징을 갖는 유동을 Directional Pulsating Mode로, 그 이외 방향성이 없는 왕복 유동을 Regular Pulsating Mode라고 하겠다.

D_{crit} 값은 진동형 히트파이프의 작동이 적절하게 이루어질 수 있는 임시적인 기준 값으로 중력과 표면장력 간의 관계를 내는 Bond 수에서 유도되었다.

$$D_{crit} = 2\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)}} \quad (4.19)$$

이번 실험에서 사용하는 구리 관 내경이 2.1 mm로 FC-72는 D_{crit} 값이 그보다 작은 1.47 mm인 것을 제외하면 ethanol 3.07 mm, water 5.01 mm, acetone 3.20 mm, R-123 2.04 mm로 $D \leq D_{crit}$ 조건을 만족한다. 하지만 5가지 작동 유체에 대한 결과에 의하면 모두 작동하였기 때문에 D_{crit} 조건이 작동의 절대적인 기준은 아니다. 이때, water의 경우 다른 유체들 보다 표면장력 σ 값이 매우 커서 유동 저항이 가장 크다. 따라서 Directional Pulsating Mode가 나타나지 않았던 이유는 water는 표면장력의 영향으로 유동의 저항이 크기 때문이라고 볼 수 있다.

두 번째 특징은 관의 벽 온도의 주기성이다. Xu and Zhang (2005)의 선

행 연구는 FC-72를 사용하여 상대적으로 높은 열량을 주입했을 때, 온도 변화가 주기성을 갖는다. 그 온도 변화의 주기성의 이유로 상대적으로 높은 열량이 관 내부에 기포와 액체를 균일한 크기로 골고루 분포하게 만들기 때문에 온도 변화가 주기적으로 나타난다고 설명하고 있다. 본 연구의 실험에서도 작동유체 FC-72 실험에서 그 벽에서의 측정값을 보면 주기적인 온도 변화가 있음을 확인할 수 있다.

주기적인 아날로그 파형의 주파수를 계측 신호의 주파수로 정확하게 표현하기 위해서는 신호 추출 정리(sampling theorem)와 데이터 수에 근거하여 데이터 점과 신호 추출 속도를 결정해야만 한다 (Figliola and Beasley, 1998). 신호 추출 정리에서는 신호 추출 속도의 주파수 f_s 가 아날로그 신호의 최고 주파수 f_m 의 2배 이상이 되어야 정확하게 재구성 가능함을 말해준다. 또한 데이터 수 N 과 신호추출 시간 δt 에 의한 총 신호추출 시간 $N\delta t$ 는 계측된 연속 파형의 주기 T_1 의 정수배와 같아야 정확한 표현이 가능하다.

$$f_s > 2f_m \quad \text{or} \quad \delta t < \frac{1}{2f_m} \quad (4.20)$$

$$mT_1 = N\delta t \quad \text{or} \quad \delta f = \frac{1}{N\delta t} = \frac{f_s}{N} \quad (4.21)$$

정확한 주기의 존재를 확인하기 위해 이러한 이론적 배경을 바탕으로 FFT 분석 (Fast Fourier Transform)을 실시하였다. 그 결과, Fig. 4-11에서 보는 것처럼 각 작동 유체마다 특정 주파수가 확인되었다. 그 주파수 범위는 0.01에서 0.125 Hz 사이에 존재하였다 (한 주기 당 8~100초 사이).

그러나 주파수 분석과 유동 가시화 영역을 통한 검토 결과, 주기의 원인은 선행 연구와 다른 이유가 존재했다. Fig. 4-11에서 FC-72의 주파수 0.02404 Hz의 41.6 초에 해당하는 한 주기를 유동 가시화 영역을 통해 확인해 본 결과, 약 25초 동안은 기체가 지배적인 Semi-Annular Flow가, 다시 약 17초 동안은 액체가 지배적인 Slug Flow가 나타나면서 이 2가지 이상 유동 양식(flow pattern)의 조합이 41.6 초의 주기로 반복 되고 있음을 확인할 수 있었다. 한 주기에서 확인한 가시화 영역에서의 유동 양식은 Fig. 4-12에 나타나있다. 유동 속도가 너무 빨랐던 R-123을 제외하고는 이러한 유동 양식의 조합에 의한 벽 온도 신호의 주기성은 나머지 작동 유체에서도 확인되었고 이러한 유동 양식의 조합도 나타났다.

4.3.4 작동유체의 유동 속도와 열전달량의 관계

진동형 히트파이프의 가시화 부분의 길이와 기포 하나가 그 구간을 통과 시간을 이용하여 각 유체간의 대략적인 유동 속도를 계산 하였다. 유동 속도는 R-123이 가장 빠르고 다음이 acetone, ethanol, FC-72, water의 순서로 나타났다. 이로 인해서 R-123의 flow pattern은 다른 작동 유체의 지배적 유동인 slug flow보다는 거의 annular flow가 지배적이었다.

Fig. 4-14은 annular flow의 형성조건을 설명하기 위한 것으로 Baker (1954)의 의해서 이상 유동에서의 수평 관에서의 기체와 액체의 superficial mass velocity 개념을 이용한 flow pattern map 이다. Annular flow는 액체보다 기체에서의 superficial mass velocity 가 더 클 때의 조건이다. 즉 기체의 속도가 상대적으로 클 경우에 annular flow가 형성된다. (Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994)

한편, 압력비(dP/dT)_{sat}는 Table 4-2에 나와 있는 것처럼 1기압에서의 작동 유체의 70℃, 25℃에 해당하는 포화 압력 값들의 차이와 그 온도 차이의 비를 나타낸 것이다. 작동 유체의 유동 속도의 결과를 바탕으로 열전달량, 압력비 (dP/dT)_{sat}, 유동 속도의 관계를 살펴보았고 그 결과는 Fig. 4-15에 나와 있다. Water를 제외하고는 모든 유체는 장치 양단의 압력비가 높으면 유동 속도도 높고 그에 따라 높은 열전달량을 보였다. 결국, 높은 압력비를 갖는 작동 유체는 장치의 열전달량을 상승시킬 수 있다.

작동 유체간의 매우 다양한 물성치로 인해 직접적인 비교는 어려우나, acetone과 ethanol을 비교해봄으로써, 압력비와 열전달량의 관계를 확인할 수도 있다. Ethanol과 acetone은 표면장력과 밀도를 비교했을 때 거의 비슷한 수치를 보이고 있어서 D_{crit} 값도 ethanol 3.07 mm, acetone 3.20 mm로 비슷한 결과를 보이고 있다. 비열은 ethanol 2.58 kJ/kgK, acetone 2.296 kJ/kgK 을 보이고 증발 잠열은 ethanol 960.0 kJ/kg, acetone 501.4 kJ/kg으로 ethanol 이 커서 열전달 측면에서는 ethanol이 더 우수하다. 그러나 압력차는 ethanol 1.44 kPa/K, acetone 2.86 kPa/K로 acetone이 약 2배 정도 크다. 최종 열전달량도 ethanol의 약 150 W 보다 acetone이 약 220 W로 높다. 따라서 높은 압력비는 장치의 작동에 있어서 매우 중요한 요소라고 할 수 있다.

한편, 물의 경우는 압력비도 작고 D_{crit} 값이 5.01 mm 로 표면 장력에 의한 영향이 커서 관에 대한 저항이 증가하여 움직임이 가장 느림에도 가장 높은 열전달량을 보인 이유는 다른 작동유체에 비해 water가 월등히 높은 비열과 증발 잠열을 갖고 있기 때문이라고 할 수 있다.

4.3.5 물 유량에 따른 영향

가열부 70℃, 방열부 25℃의 고정된 환경 조건에서 작동유체와 주입을 적용은 동일하게 하고 유량만 0.5 LPM으로 변경하여 실험하였다. 0.5 LPM으로 변화된 유량에서의 열전달량 Fig. 4-16에 나타나 있다. 작동유체 5가지 경우의 실험 결과, 1 LPM에서 방열량이 높게 나타났던 주입을 범위는 대체적으로 그대로 유지하고 있었다. 0.5 LPM의 경우 상대적으로 나빠진 열전달 조건으로 인해 열전달량도 낮아졌다. 따라서 주입되는 열전달 조건이 향상되면 진동형 히트파이프의 방출하는 열전달 성능도 향상되는 것을 확인할 수 있었다. 그 주입을 범위의 방열량만 살펴보면 유량을 줄였을 때, 전반적으로 1 LPM 보다 20~25%의 감소율을 보였다. 1 LPM에서 보였던 유동 특성의 2가지 특징인 directional pulsating mode와 벽 온도의 주기성도 적게 나타났다.

4.3.6 열저항 분석

이번 PHP 실험에서 열전달의 과정은 (i) 가열부에서 70℃ 물의 대류 열전달에 의한 구리관으로 열전달이 이루어지고, (ii) 구리관을 통해 전달된 열은 PHP의 작동에 의해서 방열부의 구리관까지 열전달 된다. (iii) 방열부 관에서의 25℃ 물의 대류 열전달에 의해서 최종 열전달이 이루어진다. 각 열전달 과정은 열저항으로 표현 가능하며 Fig. 4-17에 나타나 있다. 이때 계산 가능한 가열부, 방열부에서의 대류 열저항과 양단의 온도차에 의해 계산 가능한 총열저항을 통해서 PHP의 복잡한 현상을 열저항으로 표현할 수 있다.

총 열저항 R_{tot} 식은 다음과 같다. 여기서 q 는 각 실험에서의 방열량이고, T_h 와 T_c 는 각각 70℃, 25℃ 이다.

$$R_{tot} = \frac{T_h - T_c}{q} \quad (4.22)$$

$$R_{tot} = (R_{conv})_c + R_{PHP} + (R_{conv})_h \quad (4.23)$$

$$R_{tot} = \left(\frac{1}{\eta_0 h A_t} \right)_c + R_{PHP} + \left(\frac{1}{\eta_0 h A_t} \right)_h \quad (4.24)$$

전체 열저항 R_{tot} 은 가열부, 방열부의 2개의 대류 열저항과 진동형 히트 파이프에 의한 열저항으로 표현 된다. 대류 열전달의 열저항은 가열부, 방열부에 결합된 확장 표면 환 효율과 대류 열전달 계수를 통해서 열저항이 다음과 같이 계산된다 (Incropera and DeWitt, 2001).

$$q = hA(T_w - T_\infty) = \frac{T_w - T_\infty}{\left(\frac{1}{hA}\right)} = \frac{T_w - T_\infty}{R_{conv}} \quad (4.25)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (4.26)$$

가열부, 방열부 관에는 확장표면 (fin)구조가 있기 때문에 그 때의 열저항은 다음과 같다.

$$q = \eta_0 h A_{tot} (T_w - T_\infty) = \frac{T_w - T_\infty}{\left(\frac{1}{\eta_0 h A_{tot}}\right)} = \frac{T_w - T_\infty}{R_{conv}} \quad (4.27)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{\eta_0 h A_{tot}} \quad \text{where, } \eta_0 = 1 - \frac{A_{fin}}{A_{tot}} (1 - \eta_{fin}) \quad (4.28)$$

여기서 η_0 는 총괄 표면 효율, η_{fin} 는 환 효율, A_{fin} 는 환 면적, A_{tot} 는 총 면적이다.

환 형상은 Fig. 4-18에 나오는 직사각형 윤곽단면을 가지는 환형 환으로 가정하고 그 때의 환 효율 η_{fin} 를 적용하였다. 직교유동 내 원통에서의 열전달 계수 h 를 구하기 위해 다음 Hilpert 에 의한 경험적 상관식을 이용하였다 (Incropera and DeWitt, 2001).

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C Re_D^m Pr^{1/3} \quad (4.29)$$

그 계산 과정과 결과는 Table 4-3~Table 4-5에 나와 있다. 이때 Hilpert 에 의한 경험적 상관식 사용된 상수 값은 $40 < Re_D < 4000$ 조건에서 $C=0.683$, $m=0.466$ 이다. 그리고 가열부, 방열부의 열전달 값은 각각 $h_h = 1368 \text{ W/m}^2\text{K}$, $h_c = 1149 \text{ W/m}^2\text{K}$ 이다.

PHP에 의한 열저항 R_{PHP} 은 총 열저항에서 대류 열저항을 뺀으로써 표현 가능 하다.

$$R_{PHP} = R_{tot} - (R_{conv})_c - (R_{conv})_h \quad (4.30)$$

5 가지 작동유체의 주입을 50 vol. % 에 해당하는 실험 결과가 열저항 계산에 적용되었다. 그 결과들은 Fig. 4-19에 나타나있다. Fig. 4-19에서 보면 0.5 LPM 에서 1 LPM 유량 증가에 따라 각 유체의 총 열저항 R_{tot} 이 감소하는 것을 볼 수 있다.

PHP 열저항과 대류 열저항의 총 열저항 R_{tot} 에 대한 비율을 확인하기 위해 그 비율을 다음 같은 식으로 정의 하였다.

$$\frac{R_{PHP}}{R_{tot}} (\%) , \quad \frac{R_{conv}}{R_{tot}} (\%) \quad (4.31)$$

한편 유량의 증가로 열저항의 절대적인 값은 감소하지만, Fig. 2에서 보는 것처럼 R_{tot} 에 대한 R_{PHP} 비율은 변함이 없었다. 또한 R_{PHP} 의 비율은 70 ~ 80 %로서 적용한 모든 작동 유체에 대해서 굉장히 높은 비중을 차지하고 있는 것을 볼 수 있다.

4.3.7 가열부 위치에 따른 영향

적용 가능한 가열부 위치는 3가지이다. 하나는 가열부가 아래 있고 방열부가 위에 존재하는 하부 가열 방식(bottom heat mode) 이고, 두 번째가 가열부와 방열부가 수평으로 놓인 수평 가열 방식(horizontal heat mode) 이다. 마지막으로 가열부가 위에 있고 방열부가 아래에 있는 상부 가열 방식(top heat mode) 이다. 지금까지 이루어진 실험은 하부 가열에 의한 실험이다. 여기서 얻어진 주요 결과는 작동유체는 최대 열전달량을 보이는 최적의 주입율이 존재한다는 것이다. 대부분의 유체가 대략 50 vol.%를 보였다. 이 최적 주입율을 적용하여 상부 가열에 대해서 실험을 실시한 결과, 어떠한 작동 유체에서도 장치는 작동하지 않았다 (Fig. 4-21).

선행연구에 의하면 상부 가열에서 작동되기 위해서는 더 큰 구동력이 요구되는데, 이를 위해서 turn 수를 증가 시켜야 한다고 보고하고 있다. 따라서 가열부 위치에 따른 실험은 제 5장에서 새롭게 제작된 증가된 turn 수의 장치에서 다시 논의할 것이다.

Table 4-1 PHP Characteristic Experimental Parameters

Tube inner diameter	2.1 mm	
Number of turns	8 turn Loop Pulsating Heat Pipe	
Operating Temperature	Heating 70°C	Cooling 25°C
Working fluids	Ethanol, FC-72, Water, Acetone, R-123	
Charging ratio	0 ~ 70 vol. %	
Flow rate	1 LPM	0.5 LPM
Heat mode	Bottom / Horizontal / Top Heat mode	

Table 4-2 Physical Properties of Saturated Fluids at 1 atm

	Water	Ethanol	FC-72	Acetone	R-123
T _{sat} , °C	100	78.3	56.6	58.1	27.8
ρ_l , kg/m ³	958	757	1600	749	1457
ρ_v , kg/m ³	0.60	1.57	13.43	2.27	6.47
$c_{p,l}$, kJ/kg·K	4.217	2.580	1.102	2.294	1.023
H _{lv} , kJ/kg	2256.7	960.0	94.8	501.4	170.19
k , W/mK	0.679	0.153	0.0538	0.15	0.0756
μ_l , mPa·s	0.282	0.441	0.425	0.235	0.404
σ , mN/m	58.91	17.46	8.35	18.79	14.84
D _{crit} , mm	5.01	3.07	1.47	3.20	2.04
dP/dT, kPa/K (70°C-25°C)	0.62	1.44	2.65	2.86	6.35

Table 4-3 Fin Efficiency

(a) Fin Size

회 구조	변수	[m]
외경	r1	0.0016
회까지 거리	r2	0.008
회 거리	L	0.0064
회 두께	t	0.0005
관 길이	H	0.105

(b) Surface Efficiency η_f using Fig. 4-18

$r2c=r2+t/2$ [m]	0.00825	[m]
$Lc=L+t/2$ [m]	0.00665	[m]
$Ap=Lc*t$	3.33E-06	[m ²]
$r2c / r1$	5.156	~ 5
k_{copper} at 70°C	394.96	[W/mk]
$Lc^{3/2} (h/kAp)^{1/2}$	0.554	y 축
표면 효율 η_f	0.694	x 축

(c) Overall Surface Efficiency η_0

Fin 개수 N	4	
16 channel	16	
A_f , 회 면적	4.12E-04	[m ²]
$At/(4*16)$	2.68E-03	[m ²]
At	4.29E-02	[m ²]
총괄 효율 η_0	0.812	

Table 4-4 Constants of Hilpert Equations of Cylinder in Cross Flow
(Incropera and DeWitt, 2001)

ReD	C	m
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4,000	0.683	0.466
4,000-400,00	0.193	0.618
40,000-400,000	0.027	0.805

Table 4-5 Heat Transfer Coefficient of Cylinder in Cross Flow in Heating Part
(1 LPM)

70℃ 에서	1.078	LPM
1LPM유량	1.797E-05	m ³ /s
아크릴 횡단면 Ac	0.0021	m ²
유속 u	8.556E-03	m/s
밀도 ρf	976.3	kg/m ³
직경 D	3.2E-03	m
점도 μf	3.985E-04	Pa·s
ReD	67.07	
Prf	2.513	
Nuh	6.591	
열전달계수 h _h	1368	W/m ² K

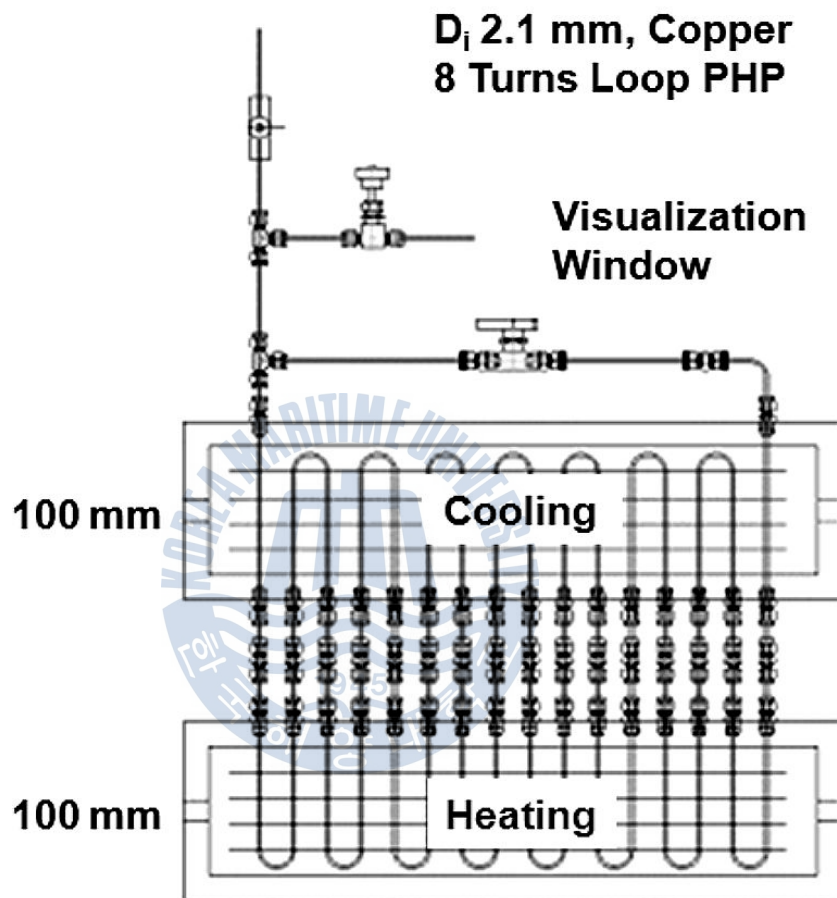
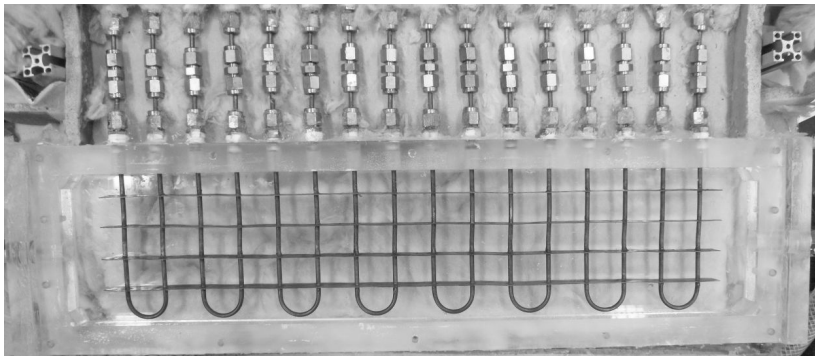
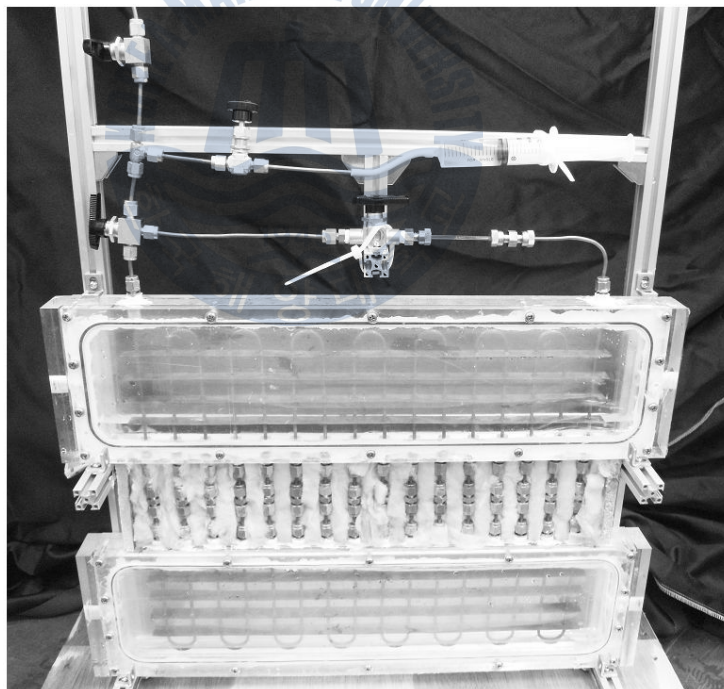


Fig. 4-1 Schematic of Experimental Apparatus



(a) Fins and Copper Tubes



(b) Test Section

Fig. 4-2 Evaporating and Condensing Parts of Test Section

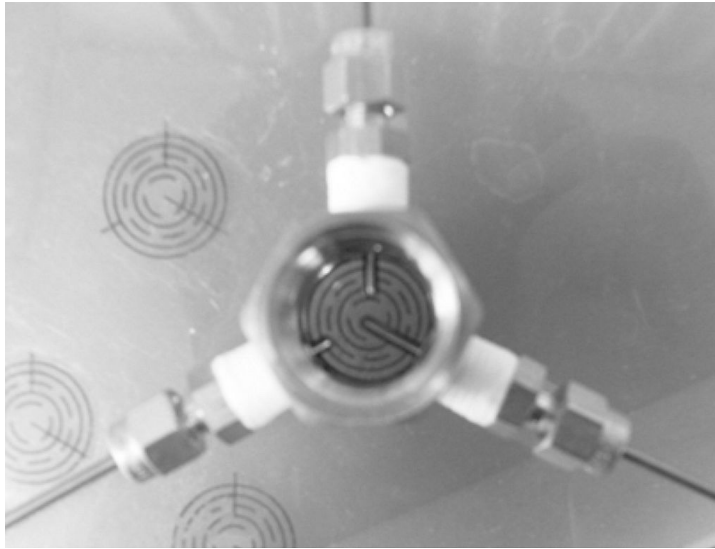


Fig. 4-3 Temperature Measurement at 3 Points in Outlet of Acryl Box

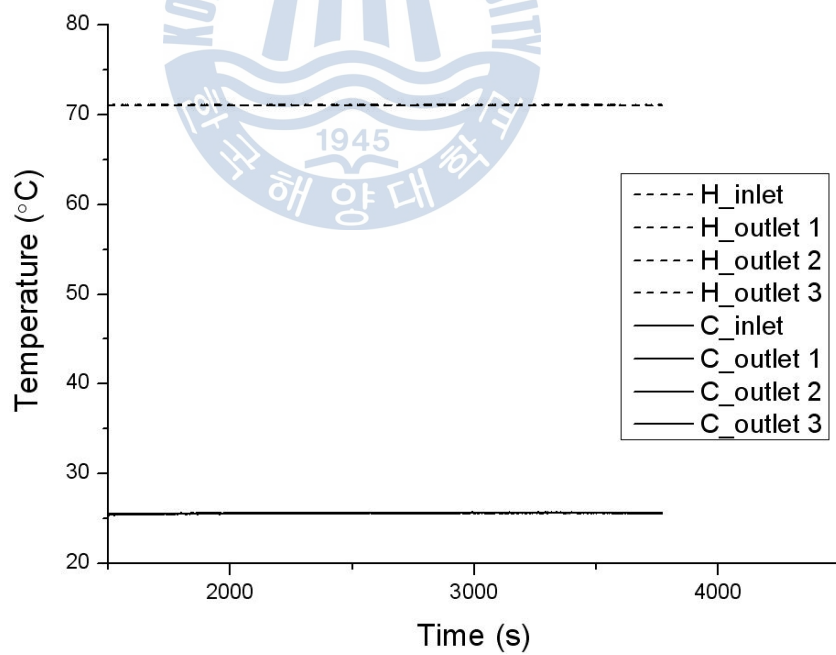


Fig. 4-4 Temperature Differences in All Thermocouples in 70°C and 25°C Case

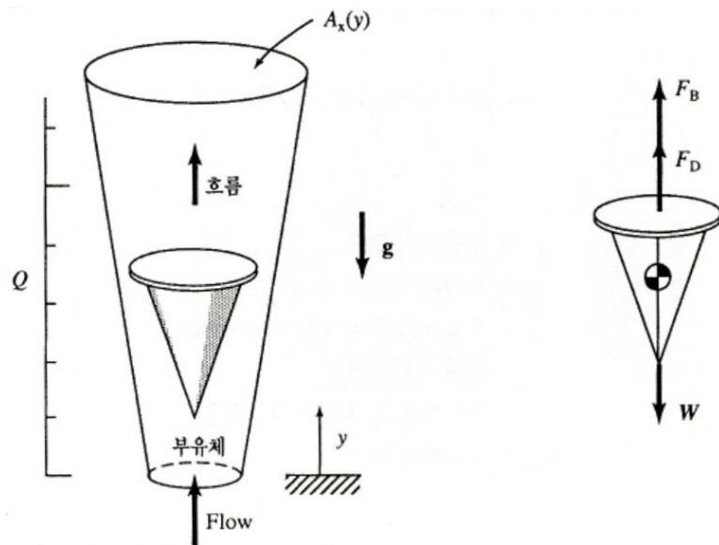
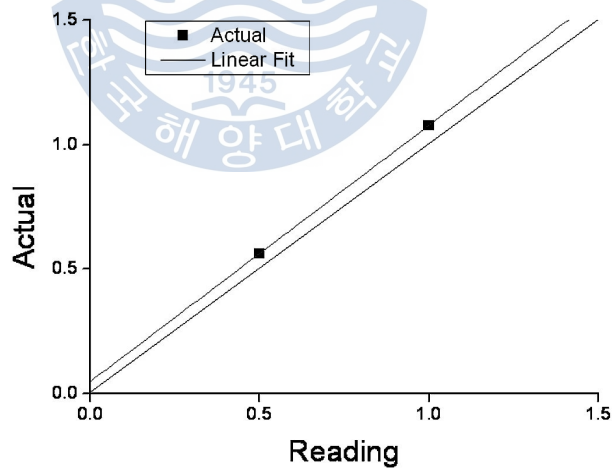


Fig. 4-5 Free Body Diagram of a Variable Flow Meter
(Figliola and Beasley, 1998)



읽은 유량 (LPM)	실제 유량 (LPM)	오차(%)
1	1.078	7.8
0.5	0.563	12.6

Fig. 4-6 Calibration of Flow Rate at 70 °C

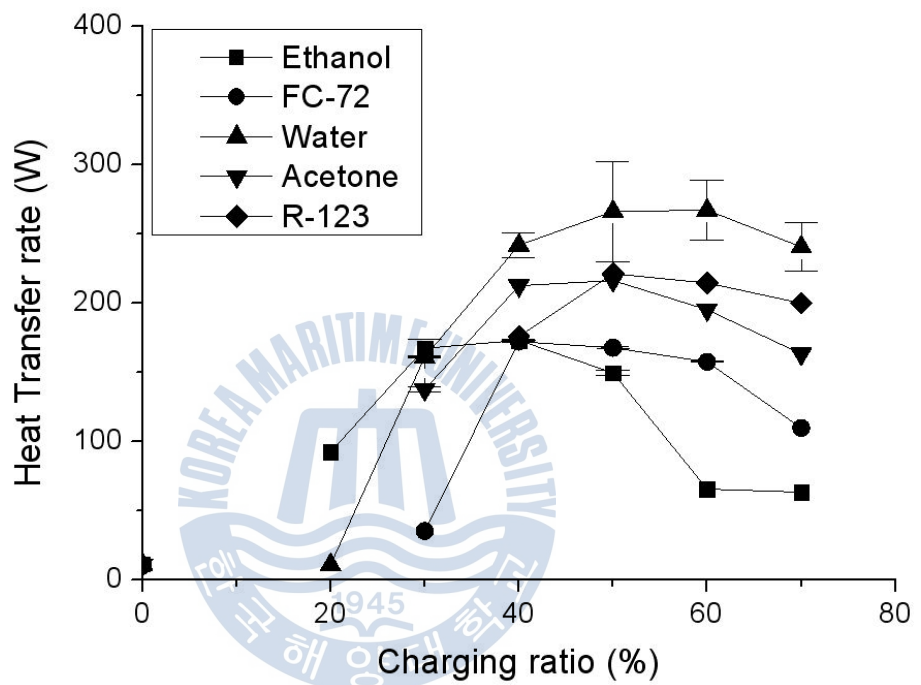


Fig. 4-7 Effect of Working Fluid and Charging Ratio on Heat Transfer Rate

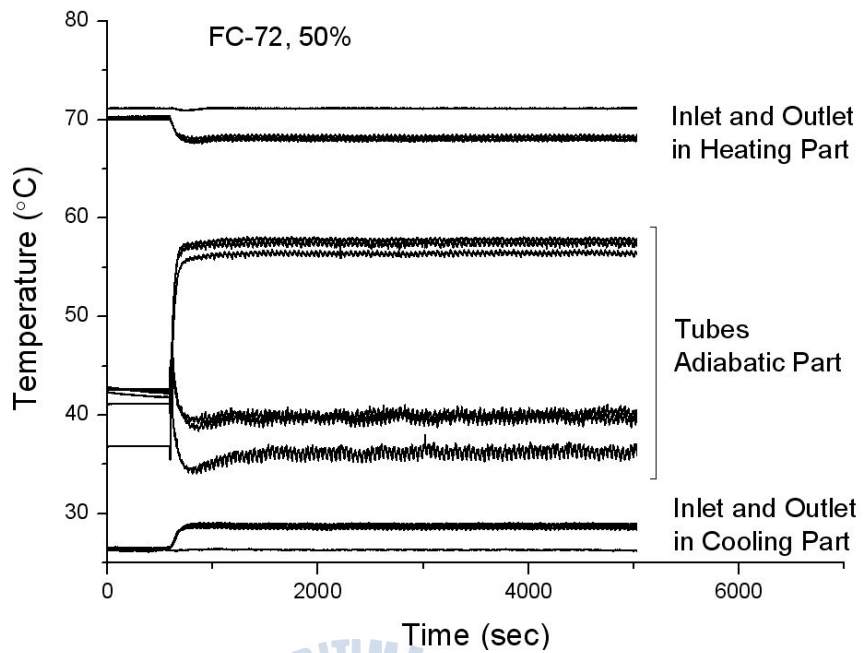


Fig. 4-8 Directional Pulsating Mode

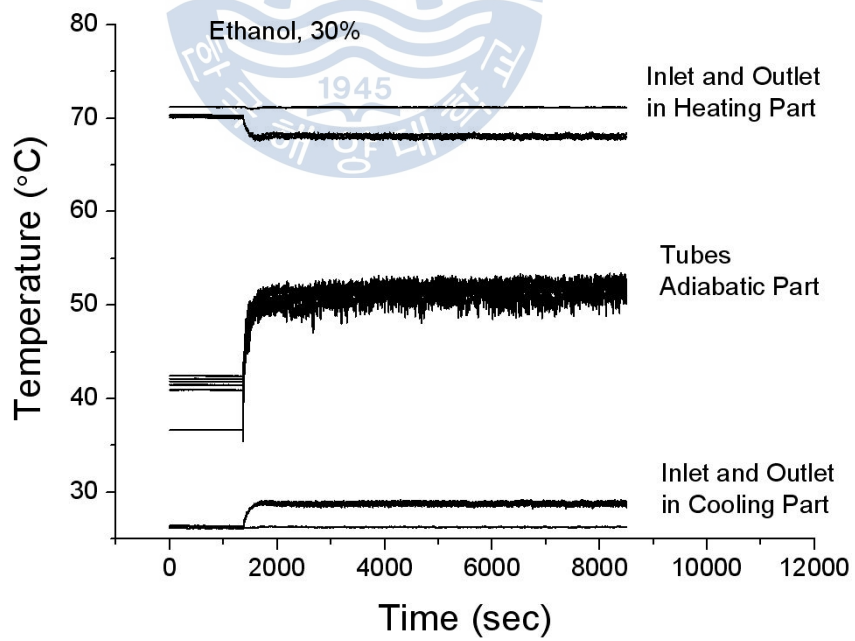


Fig. 4-9 Regular Pulsating Mode

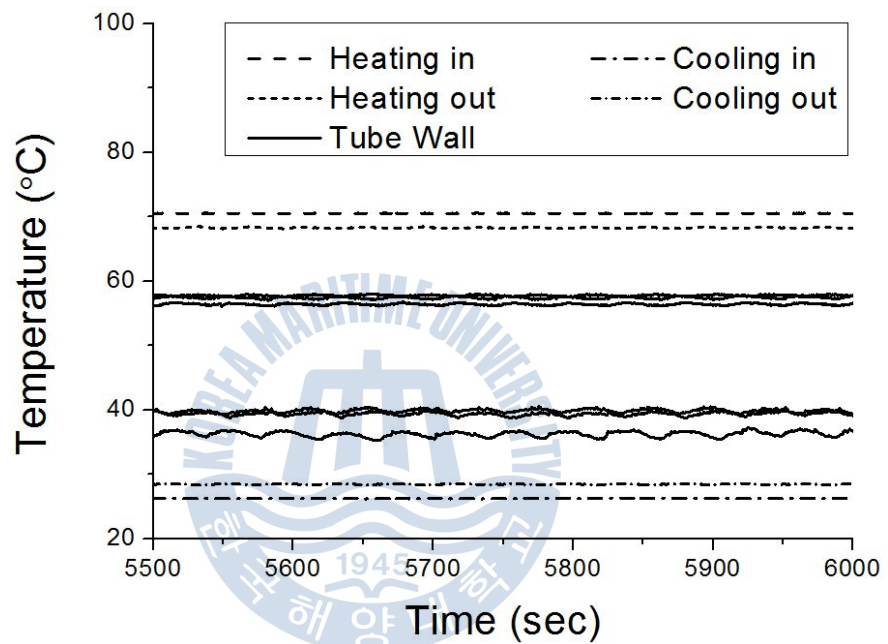


Fig. 4-10 Typical Steady-State Temperature Signals (FC-72, 50 %)

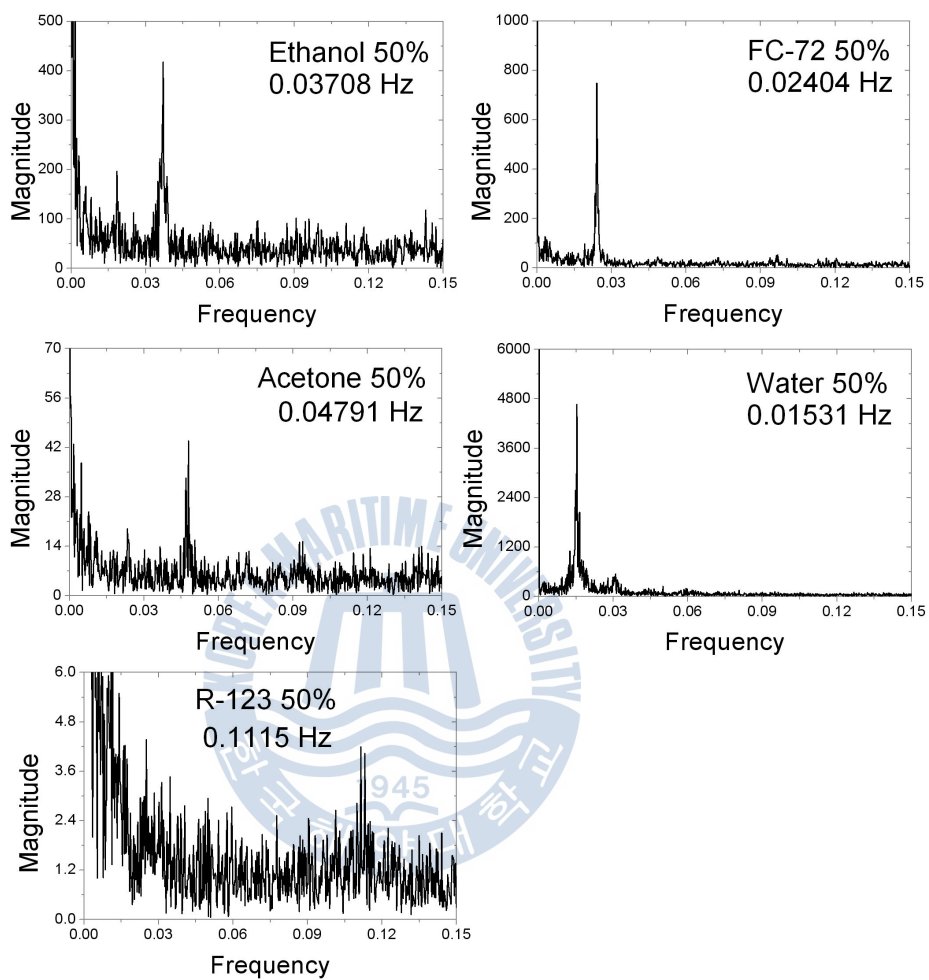


Fig. 4-11 FFT Analysis of Temperatures, 50 vol. %

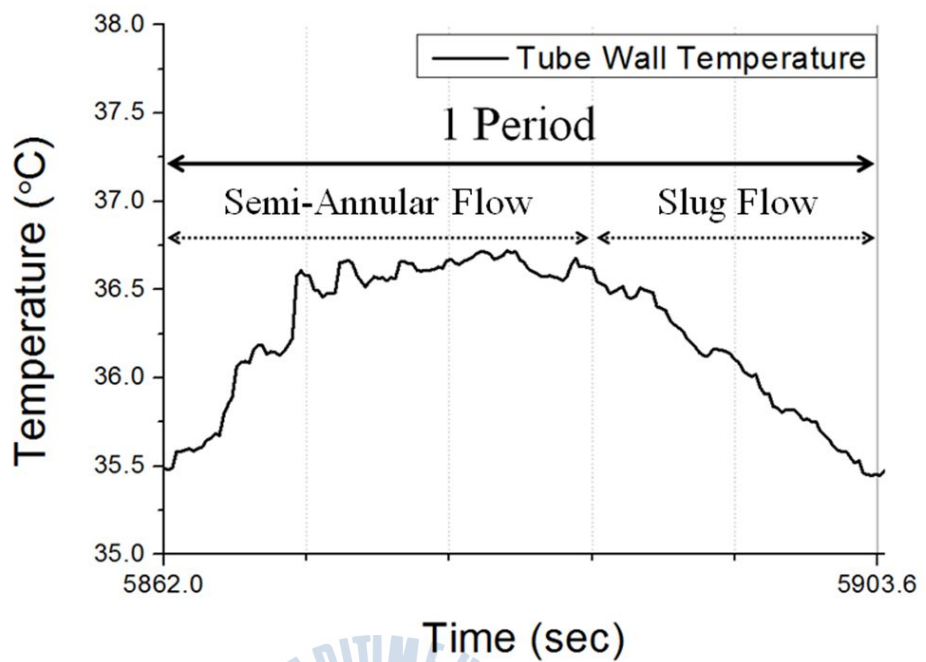
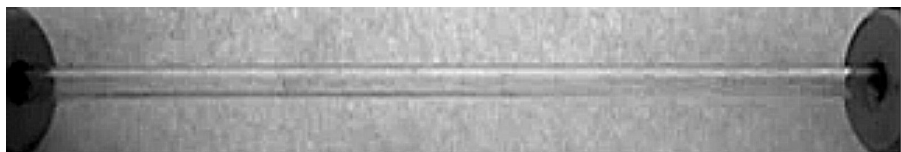


Fig. 4-12 Identification of Flow Patterns using Tube Wall Temperatures for FC-72, 50 vol. %



(a) Slug Flow



(b) Semi-Annular Flow

Fig. 4-13 Flow Patterns for FC-72, 50 vol. %

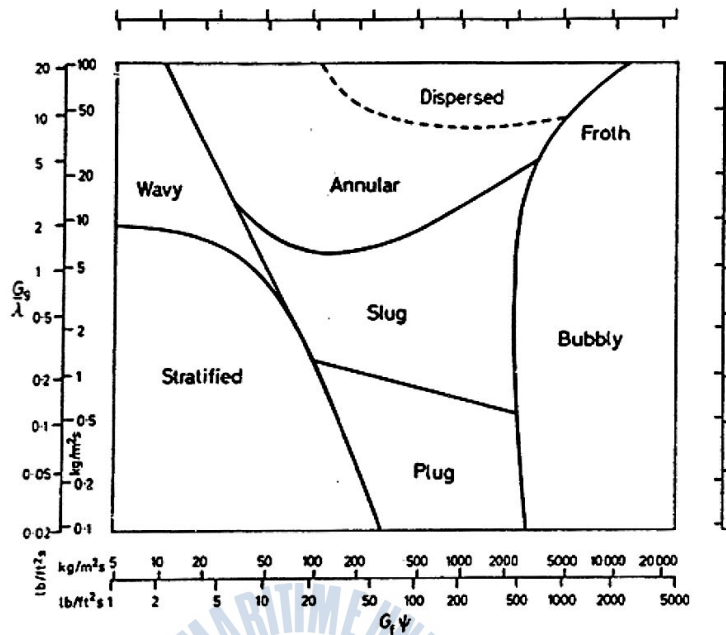


Fig. 4-14 Flow Pattern Map for Horizontal Flow (Baker 1954)
(Collier and Thome, 1994)

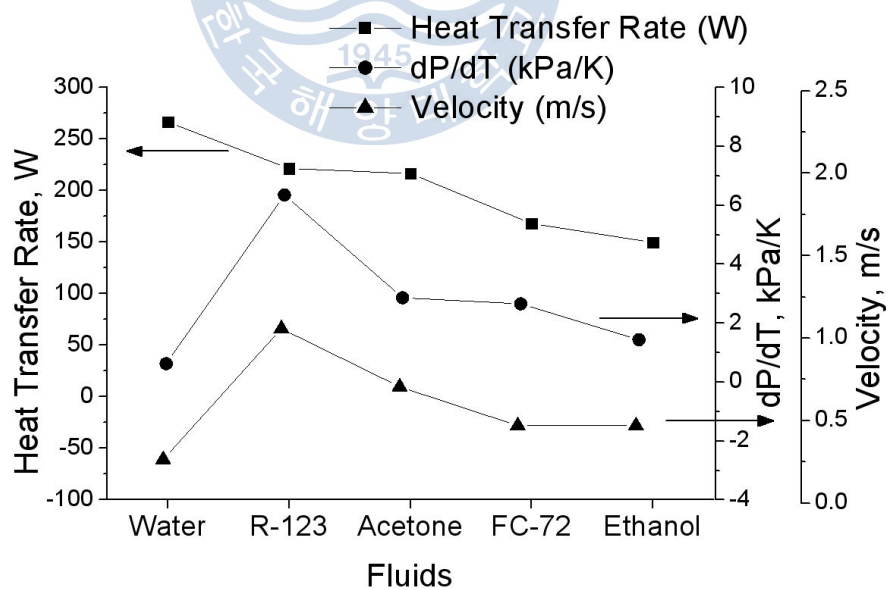
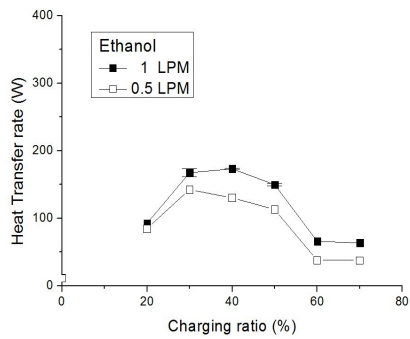
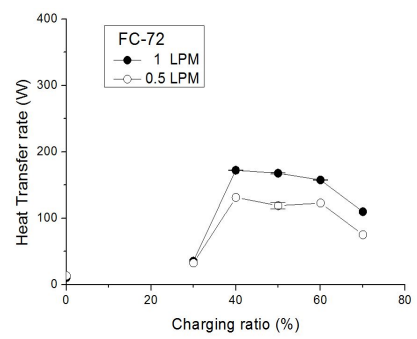


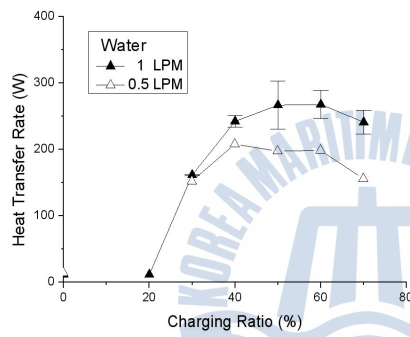
Fig. 4-15 Relations between Heat Transfer Rate, (dP/dT) and Velocity of Working Fluids



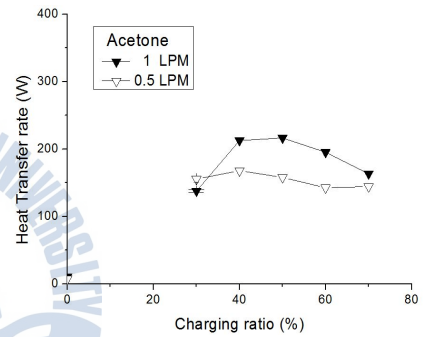
(a) Ethanol



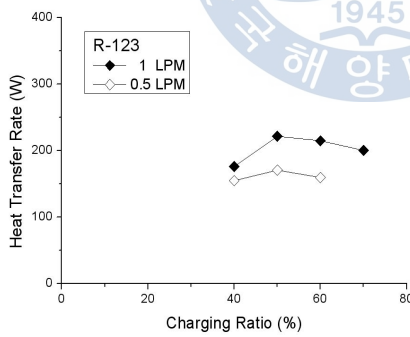
(b) FC-72



(c) Water



(d) Acetone



(e) R-123

Fig. 4-16 Comparison of Effect of Water Flow Rates

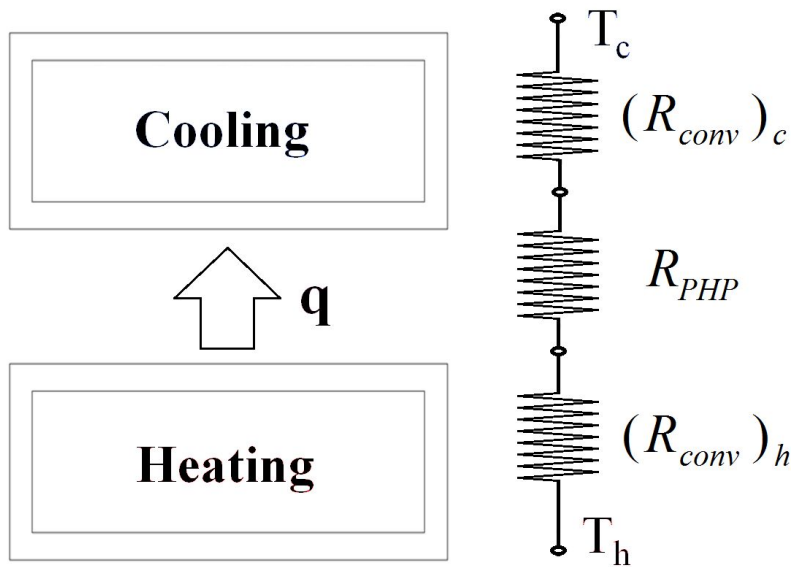


Fig. 4-17 Heat Transfer Process and Thermal Resistances

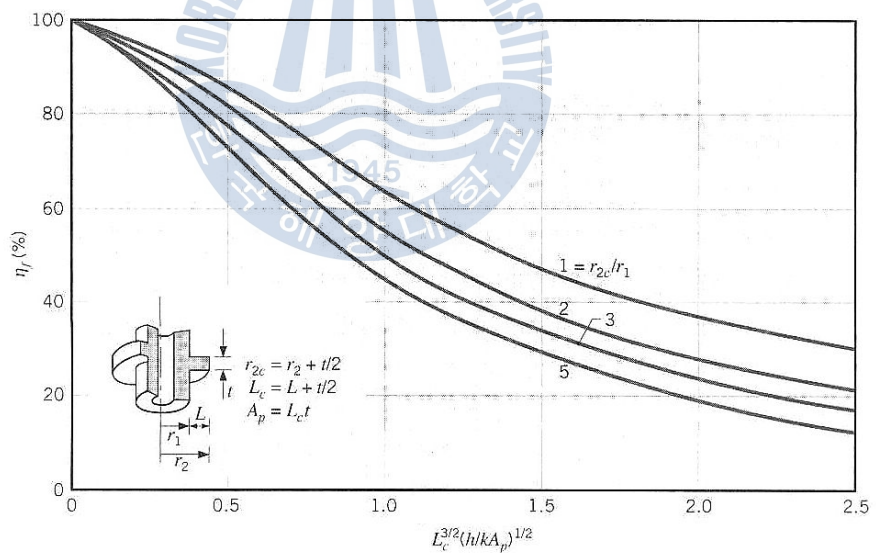


Fig. 4-18 Efficiency of Ring-Shaped Fin with Rectangular Outline Cross Section (Incropera and DeWitt, 2001)

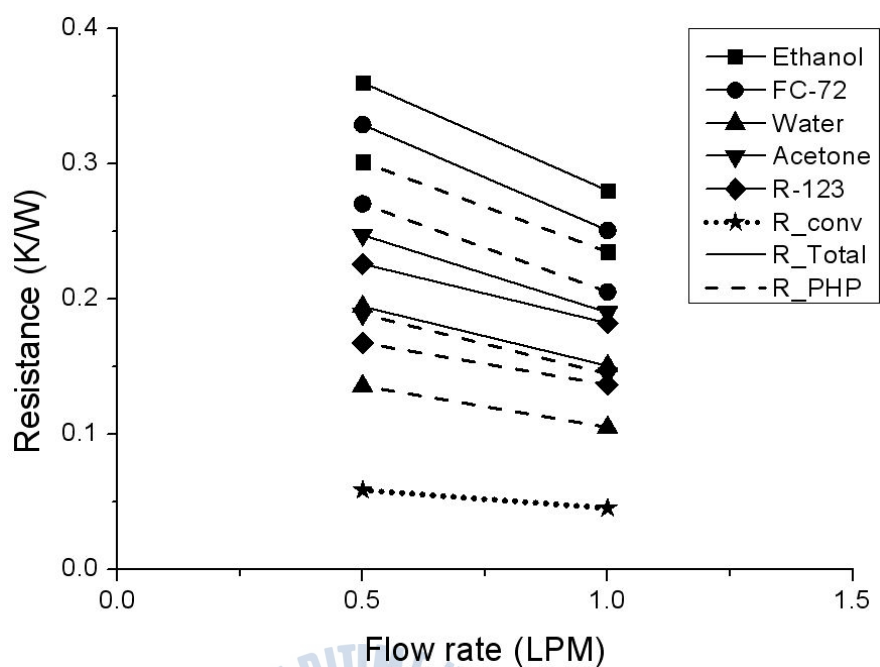


Fig. 4-19 Effect of Flow Rate on Thermal Resistance

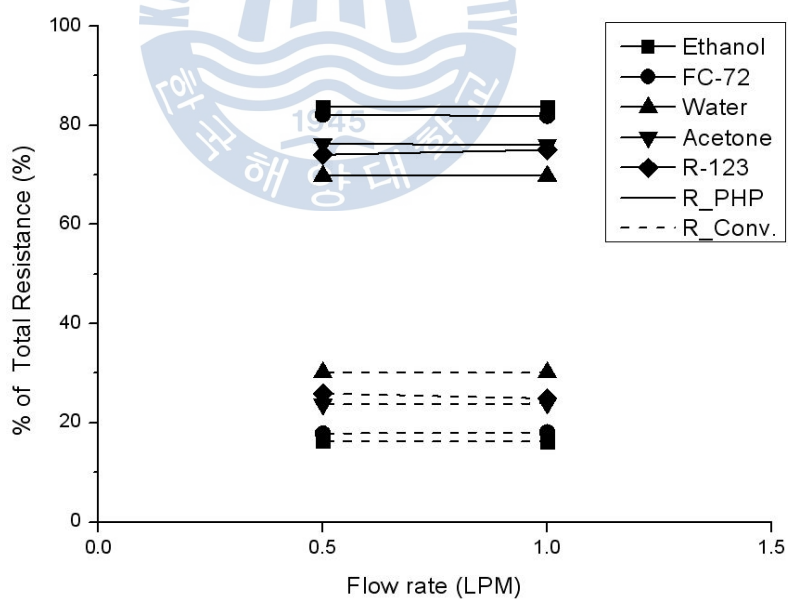


Fig. 4-20 Effect of Flow Rate on Percent of Total Thermal Resistance

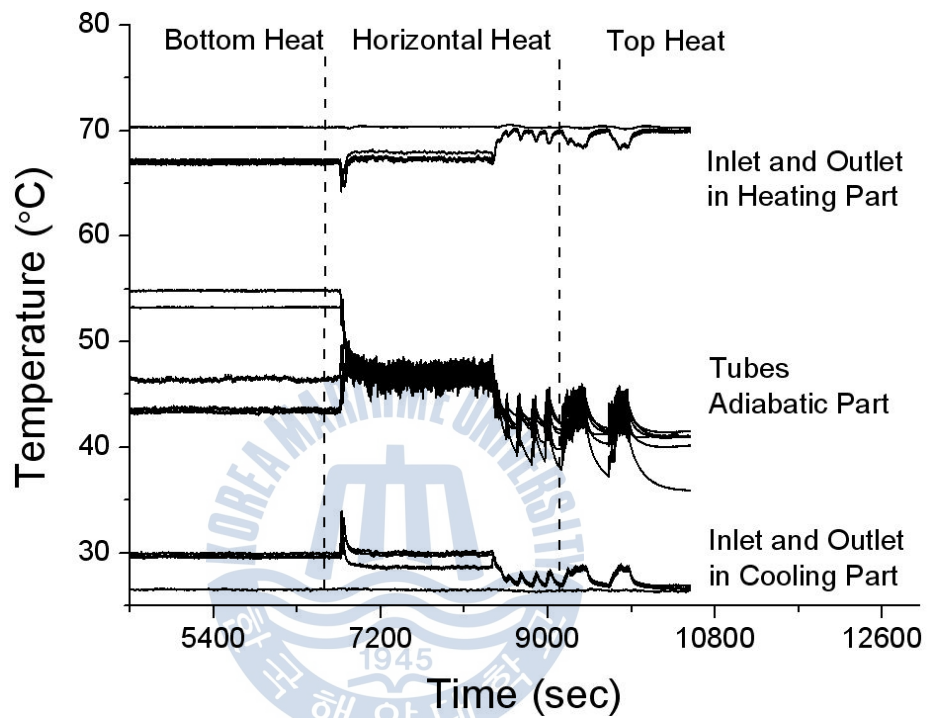


Fig. 4-21 Temperature Changes in All Heat Modes for R-123

제 5장 LED 방폭등 적용을 위한 성능실험

4장에서와 진동형 히트파이프의 특성 실험을 바탕으로 LED 방폭등에 적용하기 위해서 LED 방폭등의 요구조건으로 새로운 실험 장치를 구성하였다. 이 실험에서 얻어진 결과를 이용해서 LED 방폭등의 진동형 히트파이프의 최적 설계 조건을 제시하였다. 그리고 30 W LED 조명을 이용하여 방열 장치를 적용해보았다.

5.1 장치 구성 및 측정 방법

Fig. 5-1 에서 보는 것과 같이 가열부는 히터(Omega, 2" X 2", 10 W/in², Maximum operating temperature = 120 °C) 4개를 이용하여 알루미늄 판 아래에 부착하였다. 이 히터는 원하는 열량을 제어하게 위해서 입력된 교류 전압(AC)을 원하는 크기로 변환시켜 새로운 교류 전원을 만드는 장치인 슬라이다스(Slidacs)에 의해서 제어된다. 여기서 히터는 실제 LED 의 PCB의 역할을 하게 된다. 그리고 power meter (HIOKI, 20/200kW, Accuracy $\pm 1.0\%$ of rdg ± 0.5 f.s.)를 이용하여 히터의 열량이 측정되었다.

Fig. 5-2 (a)에서 보이는 가로, 세로 길이 134 mm X 134 mm 의 알루미늄 판은 가열부와 방열부의 총 2개가 제작되었는데, 여러 개의 구리관을 쉽게 고정하기 위해 일정 간격으로 26개의 홈을 만들었다. 재질은 온도 300 K에서 열전도도가 231 W/mK 인 AA 1050으로 알루미늄 판 전체로 열을 골고루 분산시키는 역할을 한다.

제 4장 실험 장치와 동일한 2.1 mm의 직경의 구리관으로 turn 수는 제 4장에서 제작된 8개보다 늘어난 26개로 제작되었고 Fig. 5-2 (b)에서처럼 알루미늄 판과 결합시켰다. 그 사이 공간은 방열 컴파운드 (4 W/mK)를 발라 접촉저항을 최소화하였다. 구리관의 연결 부분은 Fig. 5-2 (c)처럼 특수 3-way valve (Swagelok) 2개를 연결하였다. 이를 통해 loop type PHP와 unloop type PHP로의 타입의 변환, 장치 내부 진공 그리고 작동 유체 주입이 가능하도록 하였다.

PHP 열전달 성능의 정확한 측정을 위해서 공기 중으로 손실되는 열을 최소화하기 위한 장치의 단열을 수행하였다. 구리관과 결합된 알루미늄 판의 윗부분은 열을 적게 분산시키기 위해 Teflon 판 ($t=6.2$ mm, $k = 0.35$ W/mK at 300K)을 깔고 구리관이 빠지지 않게끔 Fig. 5-2 (d)에서처럼 알루미늄 판으로 고정하였다. 그 위를 세라믹 섬유 ($k = 0.07$ W/mK at 260°C)와 발포단열재 ($k = 0.043$ W/mK at 20 \pm 5°C)로 단열하였다. 그리고 히터가

부착되어 있는 알루미늄 아래 판에는 세라믹 섬유를 깔고 장치 전체 고정을 위해서 나무 합판을 결합시켰다. 그리고 알루미늄 판 옆 부분은 알루미늄 프로파일로의 열전달을 막기 위해 발포 단열재로 단열하여 최종적으로 가열부에서 공기로의 손실을 막았다.

마지막으로 방폭등은 가스의 출입을 막기 위해 내부가 밀폐된다. 따라서 공기의 유동이 없기 때문에 내부에 정체된 공기에 의한 단열 효과가 발생할 수 있다 ($k_{\text{air}} = 0.026 \text{ W/mK at } 300 \text{ K}$). 따라서 이러한 부분을 고려하기 위해서 장치의 단열부에 해당하는 구리 판 배열 양쪽으로 단열시켰다 (Fig. 5-2 (e)).

온도계는 Fig. 5-3처럼 방열 흰 베이스 표면에 5개, 가열부 알루미늄 표면에 4개, 장치의 안전을 위해서 히터에 1개, 장치의 작동 여부를 확인하기 위한 단열부 파이프 벽에 4개와 냉각 공기의 온도를 위해 방 온도 1개로 총 15개가 설치하여 측정하게 된다. 사용된 온도계는 단열 처리와 함께 장시간 전력을 올리지 않은 상태에서 온도계 간의 차이가 적은 것으로 선별되었다. Fig. 5-4와 같이 $25.35 \pm 0.25^\circ\text{C}$ 온도 범위에 들어와 있기 때문에 온도계 간의 차이는 매우 적다.

방열 흰은 제 3장의 과정을 통해서 선정된 사각 평판 베이스의 수직 사각 흰이 사용되었다. 그리고 구리판이 고정 되어있는 알루미늄 판은 볼트를 이용하여 방열 흰과 체결하였고 사이는 방열 컴파운드로 도포되었다.

5.2 진동형 히트파이프 방열 실험 변수

이번 방열 실험의 실험 변수는 표 Table 5-1 과 같다. 작동 유체는 water, FC-72, R-123을 사용하였다. Water는 4장의 특성 실험에서 가장 우수한 방열량을 보였던 유체이고 FC-72는 전자 제품과의 반응성을 없앤 특수 유체이다. 마지막으로 R-123은 특성 실험에서 가장 빠른 유동 속도를 보였던 유체여서 작동유체로 선정하였다. 4장에서 실험에 사용되었던 ethanol과 acetone는 가연성 유체로 폭발의 위험성 때문에 이번 실험에서 제외시켰다.

4장의 특성 실험 turn 수 8개에서는 상부 가열에서는 작동이 되지 않았기 때문에 turn 수를 26개로 증가시켜서 가열부 위치에 따른 영향을 살펴 보았다. PHP type의 변화에 따라 방열능력은 어떤 변화를 보이는지도 살펴 보았다. 실험은 자연 대류 조건에서 냉각 공기 온도 약 25°C 에서 가열부의 온도가 70°C 의 정상상태를 유지하는 히터 소비 전력을 PHP의 방열 능력으로 평가하였다.

5.3 실험 결과

5.3.1 측정값 정확도 검증

측정값의 정확도를 확인하기 위해서 예측하기 쉬운 전도에 의한 열량 계산과의 비교를 통해서 이를 검증하였다. 단열부 관 배열에서 공기 중으로의 열손실을 배제하기 위해서 구리관 배열 양쪽은 단열되어 있다.

전도에 의해 전달되는 열전달 과정은 Fig. 5-5와 같다. 가열부의 히터에 의해서 전달된 열은 알루미늄 판을 거쳐 구리 관 배열로 전달되고 다시 알루미늄 판으로 전달되어 흰 베이스 윗면까지 전달된다. 이와 같은 과정은 간단한 전도 계산으로도 쉽게 열전달량을 알 수 있다.

전도 실험은 측정값과 이론값의 비교를 통해 가열부 온도와 방열부 온도에 대한 정확한 측정여부를 판단하였다. 히터에 3 가지 경우의 주입 열량 15.5 W, 20.5 W, 25.5 W를 가하였다.

Table 5-2, 5-3에는 구조의 구체적인 크기와 열저항이 나타나 있다. T_h 와 T_c 는 각각 가열부와 방열부에서 측정된 온도이며 $R_{Aluminum}$, R_{Copper} , R_{Base} 는 각각 알루미늄, 구리관 배열과 흰 베이스의 저항을 나타낸다. 이론 전도 열량에 사용된 계산식은 다음과 같다.

$$\text{흰 베이스 면적: } A = A_{Aluminum} = L \times W \quad (5.1)$$

$$\text{구리관 횡단면적: } A_{Copper} = \frac{\pi}{4} (O.D.^2 - I.D.^2) \times N \quad (5.2)$$

$$\text{열저항: } R_{Material} = \frac{t_{Material}}{k_{Material} \times A_{Material}} \quad (5.3)$$

$$\text{총 전도 열저항 : } R_{cond} = 2 \times R_{Aluminum} + R_{Copper} + R_{Base} \quad (5.4)$$

$$\text{이론 열량: } q_{cal} = \frac{T_h - T_c}{R_{cond}} \quad (5.5)$$

3가지 경우의 전도 열량 실험 결과 측정 값 (± 0.1 W유지)과 계산 값은 Table 5-4에서 보는 것처럼 2 %이하의 오차를 보였다. 따라서 측정의 정확도는 충분히 신뢰할 수 있을 것으로 판단된다.

5.3.2 가열부 위치와 진동형 히트파이프 타입에 따른 영향

Fig. 1-5 (b) 에서처럼 본 연구에서 제작할 LED 방폭등은 조명이 위를 비추는 방향에서도 효과적인 방열이 이루어져야 한다. 따라서 가열부 위치에 따른 방열 성능의 영향을 살펴보았다.

실험 조건은 냉각 공기 온도 약 25℃ (T_{air})에서의 자연대류 조건에서 water, FC-72, R-123의 작동 유체 3가지에 대해서 loop type PHP 조건에서 실험을 실시하였다. 작동유체 주입율은 이전의 제4장에서 알아낸 50 %vol.를 적용하였다. 식 (5.6)에 의하면 동일 히터 열량 q_{exp} 에 대해서 PHP의 양단의 온도차($T_h - T_c$)가 작으면 PHP 열저항 R_{PHP} 가 작아지므로 열을 효과적으로 전달하고 있음을 나타낸다.

$$R_{PHP} = \frac{T_h - T_c}{q_{exp}} \quad (5.6)$$

가열부 위치는 Fig. 5-6처럼 하부 가열(bottom heat mode), 수평 가열(horizontal heat mode), 상부 가열(top heat mode)이다. 하부 가열은 가열부가 아래에, 방열부가 위에 존재하고, 수평 가열은 가열부와 방열부가 수평으로 놓여있다. 마지막으로 상부 가열은 가열부가 위에, 방열부가 아래에 있다. 주요 관심 대상은 제 4장에서 작동되지 않았던 상부 가열에 대한 작동 여부이다.

실험 결과, 동일한 열량 50 W를 적용했을 때, water (Fig. 5-7)과 FC-72 (Fig. 5-8)에서는 상부 가열에 대해 작동되지 않았다. 상부 가열로 변경했을 때 PHP 양쪽의 온도차가 급격하게 벌어졌는데, 곧 장치 내부의 유동이 멈춘 것이다. 실험은 장치의 안전 (가열부의 히터 최대 작동 온도 120℃)을 위해 중단되었다. R-123 (Fig. 5-9)은 상부 가열에서 정상상태에 이르기 전까지 간헐적인 작동을 보이다가 결국 온도차가 급격히 커져 버리는 것을 확인할 수 있다.

PHP type을 loop에서 unloop로 변경하여 동일한 조건에서 실험을 실시하였다. Unloop에서는 오직 R-123의 경우에서만 작동되었다. Fig. 5-10에서 확인할 수 있듯이, 가열부 70℃를 유지하는 히터 열량 40 W를 적용했을 때, 상부 가열의 unloop에서만 작동되는 것을 확인할 수 있다.

이렇게 R-123에서만 작동이 가능한 이유는 Fig. 5-11과 제 4장 4.3.4 작동 유체의 유동 속도와 열전달량 관계 Fig. 4-15를 통해서 설명될 수 있다. 실

제 R-123은 다른 유체들에 비해서 높은 압력비($(dp/dT)_{sat}$)를 갖고 있으며 이로 인해 매우 빠른 유동 속도를 보였다. 이처럼 방열부의 유체가 가열부로 되돌아 올 때 중력의 도움을 받는 하부 가열과 달리, 중력에 의해 유체의 복귀가 방해 받는 상부 가열에서는 가열부에서 방열부로 밀어내는 힘이 장치 작동의 절대적 역할을 한다고 볼 수 있다. 따라서 높은 압력비를 갖는 작동 유체는 상부 가열에서도 장치의 작동이 가능하다.

5.3.3 최적 설계 조건

작동의 가능성이 가장 높았던 작동유체 R-123 으로 주입율 50 vol.%, 가열부 온도 70℃, 냉각 공기 온도 25℃ 조건에서 가열부 위치와 진동형 히트파이프 타입과의 관계를 정리하면 Table 5-5 와 같다. 하부 가열에서 그 방열 성능은 가열부 온도 70℃를 유지하는 정상상태에서 loop type PHP 는 62 W를 unloop type PHP 는 56 W를 보여 그 성능 차이는 10.7 % 이었다. 그러나 상부 가열에서는 오직 unloop type PHP만 작동이 되었다. 따라서 이동 가능한 LED 방폭등 조건에서는 조명의 방향과 상관없이 작동되는 unloop type PHP가 선택되어야 한다.

최종적으로, LED 방폭등의 진동형 히트파이프의 최적 설계 조건은 다음과 같다.

- 일정 이상의 turn 수
- 작동 유체 : R-123, 50 vol. %
- PHP 타입 : Unloop type PHP

5.3.4 전도 열전달과의 성능 비교

앞에서 하부 가열과 상부 가열에서의 가열부 온도 70℃, 냉각 공기 온도 25℃를 조건에서의 전도에 의한 열량을 계산하기 위해서 Table 5-5의 결과들을 바탕으로 사용한 방열 환(fin 개수 12 개, base 134 mm×134 mm)의 열저항을 계산하였다. 적용된 수식은 다음과 같다.

$$R_{fin} = \frac{T_c - T_{air}}{q_{exp}} \quad (5.7)$$

방열 환 열저항 계산에는 각 실험에서 측정된 열량 q_{exp} , 방열부 온도 T_c , 냉각 공기 온도 T_{air} 가 사용되었다. 그 계산 결과는 Fig. 5-12와 같다. 하부 가열과 상부 가열에서의 환의 열저항은 각각 $R_{fin_bottom} = 0.651 \text{ } ^\circ\text{C/W}$, $R_{fin_top} = 0.827 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ 이다. 계산된 방열 환을 열저항을 이용하여 전도에 의한 열량을 계산하였다. 그 결과는 Table 5-6 에 있고 사용된 수식은 다음과 같다.

$$q_{cond} = \frac{T_h - T_{air}}{R_{tot}} \quad \text{where } R_{tot} = R_{cond} + R_{fin} \quad (5.8)$$

여기서 R_{cond} 는 식 (5.8)에서, R_{fin} 는 식 (5.7)에서 얻은 결과이고 가열부 온도 $T_h = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$, 냉각 공기 온도 $T_{air} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ 일 때 전도 열량 q_{cond} 이다.

Table 5-5 의 각 실험의 경우에 따른 구역별 온도 분포는 Fig 5-13 에 나타나있다. 온도 분포에서도 확인할 수 있듯이 전도에 의한 열전달은 방열부의 온도에서 다른 실험들보다 확연히 낮은 온도를 보인다. 결국, 식 (5.8)에서보면 일정한 값인 환 열저항 R_{fin} 에 대해서 냉각 공기와 방열부 사이의 낮은 온도 차이로 인해 최종적으로 배출할 수 있는 열량도 작아지게 된다. 실험을 통해 배출한 열량을 보더라도, 전도 이외의 다른 실험의 경우 전도에 의한 열량 약 19 W 의 2배 이상의 열량을 배출하였음을 알 수 있다.

5.4 30 W LED 방폭등 적용

지금까지의 연구 결과를 통해 얻어진 LED 방폭등의 진동형 히트파이프의 최적 설계 조건을 바탕으로 LED 방폭등의 방열 장치에 적용해보았다. 방열할 대상은 30 W LED 이다. 이 LED 조명의 크기는 70 mm x 70 mm 로 이 조명에 부착할 PHP의 가열부 크기는 PHP의 많은 turn수를 최대한 확보하기 위해 그보다 조금 더 큰 90 mm x 90 mm 로 설정하였다.

가열부 70℃, 냉각 공기 25℃, 열량 27 W (30 W의 90%)의 조건에서의 방열 시스템에 요구되는 총 열저항은 $R_{tot} = 1.67 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ 이다. 이때, 총 열저항 R_{tot} 은 PHP 열저항 R_{PHP} 과 방열 환 열저항 R_{fin} 으로 구성되어있다.

$$q = \frac{T_h - T_{air}}{R_{tot}} \quad (5.9)$$

$$R_{tot} = R_{PHP} + R_{fin} \quad (5.10)$$

5.4.1 설계를 위한 열저항 예측

식 (5.10) 에서의 PHP 열저항 R_{PHP} 은 turn 수에 따라 그 열저항은 달라진다. 그리고 방열 흰 열저항 R_{fin} 역시 흰 개수와 흰 base 크기에 따라 그 값이 변한다. 이상 유동과 자연대류에 의한 복잡한 유동 형태이기 때문에 그 변화 값을 정확한 예측하기는 어려움이 존재한다. 따라서 PHP 열저항 R_{PHP} 과 방열 흰 열저항 R_{fin} 은 각각 단위 turn 수와 단위 흰 개수를 이용하여 원하는 크기의 PHP와 방열 흰의 개략적인 예측이 이루어졌다. 가열 부 위치가 상부 가열에서 성능이 더 나뉘기 때문에 상부 가열을 기준으로 설계하였다.

Table 5-6은 최적 설계 조건에 의해 측정된 26 turn PHP의 열저항들이 계산되어 있다. 상부 가열에서의 PHP 열저항 $R_{PHP_26-turn}$ 는 $0.275\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 이다. PHP의 구리는 26개 turn수의 병렬로 연결되어있기 때문에 단위 turn 당 PHP 열저항 R_{PHP_unit} 는 $7.15\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 이다.

$$\frac{1}{R_{PHP}} = \frac{N_{turn}}{R_{PHP_unit}} \quad (5.11)$$

이 단위 PHP 열저항 R_{PHP_unit} 을 이용하여 turn 수 18개의 상부 가열에서의 PHP 열저항 $R_{PHP_18-turn}$ 을 식 (5.11)을 통해 구하면 $0.40\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 이다.

앞서 말한 방열 시스템에 요구되는 총 열저항은 $R_{tot} = 1.67\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 이다. 따라서 총 열저항 R_{tot} 에서 PHP 열저항 $R_{PHP_18-turn}$ 을 빼면, 요구되는 방열 흰의 열저항 R_{fin} 값은 $1.27\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 이다. Table 5-6에서 상부 가열에서의 흰 개수 12개인 방열 흰의 열저항 R_{fin_12} 값은 $0.817\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 이다. 이것은 요구되는 흰 열저항보다 실제 흰 열저항 R_{fin_12} 가 더 작다. 이것은 흰의 크기를 더 작게 만들 수 있다는 것을 의미한다. 흰 역시 PHP에서와 마찬가지로 12 개의 흰이 병렬로 연결되어있기 때문에 단위 흰 열저항을 구하면 $R_{fin_unit} = 9.80\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 이다.

$$\frac{1}{R_{fin}} = \frac{N_{fin}}{R_{fin_unit}} \quad (5.12)$$

요구되는 방열 흰의 열저항 R_{fin} 값이 $1.27\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 이므로 요구되는 흰 개수 $N_{fin} = 7.7$ 로 흰 개수가 약 8 개인 방열 흰($R_{fin_08-fin}=1.23\text{ }^{\circ}\text{C/W}$)이 필요하다.

5.4.2 성능 실험을 통한 검증

이론적 예측에 의하면, 방열 시스템에 turn 수는 18개의 PHP와 흰 개수는 8개의 방열 흰을 적용하면 가열부 온도 70°C 의 조건을 만족할 수 있다. 이 예측한 PHP와 흰 크기를 바탕으로 최적 설계 조건의 장치를 구성하였다. Fig. 5-14의 방열 장치는 구리관 2.1 mm , turn 수는 18개의 단열부 길이 113 mm 이다. 가열부에는 30 W LED 가 부착되었고 방열부에는 이전 실험과 동일한 흰 간격의 방열 흰(fin 개수 8개, base $90\text{ mm}\times 90\text{ mm}$)이 결합되었다. PHP 타입은 unloop type PHP이고 작동 유체는 R-123으로 50 vol. %의 주입율이 적용되었다. 그리고 구리관 배열이 존재하는 단열부는 아크릴 판에 의해서 공기의 유입을 차단하여 방폭등의 밀폐된 환경을 조성하였다.

그 결과는 Fig. 5-15 (b)에서 보는 것처럼, 동일한 30 W LED 조명에 대해서 상부 가열에서의 가열부 온도가 예측 조건의 70°C 와 유사하게 약 72°C 를 보였다. 그리고 상부 가열의 예측값($R_{\text{PHP}_{18\text{-turn}}}=0.40^{\circ}\text{C/W}$, $R_{\text{fin}}=1.23^{\circ}\text{C/W}$)은 Table 5-7에서의 실제 측정된 열저항($R_{\text{PHP}_{18\text{-turn}}}=0.58^{\circ}\text{C/W}$, $R_{\text{fin}}=1.12^{\circ}\text{C/W}$)과 비교했을 때, PHP 열저항이 예측보다 약간 높게 나왔지만 거의 예측값과 비슷한 결과를 보였다.

5.4.3 PHP turn 수에 따른 열저항 예측

PHP는 내부의 복잡한 이상 유동에 의한 열전달이 이루어지기 때문에, 다양한 변수에 영향을 받는 PHP의 그 열저항을 예측하는 일은 쉽지 않다. 그러나 본 연구에서는 2.1 mm 의 동일한 크기의 동관, 작동유체의 R-123, 50%에 대해서 turn 수의 변화에 따라 3가지의 PHP 실험이 이루어졌다. 특히 상부 가열에서 작동되는 18 turn, 26 turn PHP에 대한 실험 결과를 바탕으로 특성 실험에 사용했던 8 turn에 대해 가열부 70°C , 자연 대류 방열부 25°C 조건일 때의 경우의 열저항을 예측해보았다.

앞에서 상부 가열에서의 18 turn, 26 turn PHP에 대한 열저항은 각각 0.580°C/W , 0.275°C/W 이었다. 이 측정값의 각각의 단위 turn 당 PHP 열저항은 식 (5.11)을 이용하면 각각 10.4°C/W , 7.15°C/W 이다. Fig. 5-16에서 보는 것처럼, 두 단위 PHP 열저항들을 이용하여 선형 외삽법으로 8 turn의 단위 PHP 열저항을 예측하면 14.6°C/W 이다. 이렇게 단위 turn 당 PHP 열저항으로 turn 수에 의한 영향을 살펴보면, turn 수가 증가함에 따라서 그 단위 turn 당 PHP 열저항은 감소하는 것을 확인할 수 있다. 그래서 상부 가열에서 turn 수가 감소하면 단위 turn 당 PHP 열저항이 증가하게 되므로 충분한 방열이 이루어질 수 없게 되는 것이다.

8 turn PHP의 경우, 식 (5.11)에 의해서 그 PHP 열저항은 $1.82\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 이다. 상부 가열일 때의 방열 환(fin 개수 12개, base $134\text{ mm}\times 134\text{ mm}$) 열저항 $R_{\text{fin}_12} = 0.817\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 을 식 (5.9), (5.10)에 적용하면 가열부 70°C 냉각 공기 25°C 에서 상부 가열에서의 8 turn PHP가 전달시킬 수 있는 열전달량은 17.1 W 이다. 이 값은 26 turn PHP의 구리 전도에 의한 전도열량 약 19 W 보다 작은 값으로 PHP에 의한 효과는 없는 값이다. 따라서 개략적인 예측을 통해서도 상대적으로 turn 수가 작은 8 turn PHP가 작동이 되지 않는 이유를 설명할 수 있다.



Table 5-1 PHP Experimental Parameters

Tube inner diameter	2.1 mm
Number of turns	26 turn
Charging ratio	50 vol. %
Operating Temperature	Heating 70℃ Cooling 25℃
Cooling Condition	Natural convection
Working fluids	Water, FC-72, R-123
Heat mode	Bottom / Horizontal / Top Heat mode
PHP types	Loop type / Unloop type

Table 5-2 Sizes of Fin Base and Tubes

	기호	수치	단위
휀 베이스 길이	L	0.134	[m]
휀 베이스 너비	W	0.134	[m]
휀 베이스 면적	A	0.01796	[m ²]
관 외경	O.D.	0.00318	[m]
관 내경	I.D.	0.0021	[m]
관 개수	N	52	[개]
관 횡단면적	A_copper	0.000233	[m ²]

Table 5-3 Thermal Resistance of Materials in Experimental Apparatus

	기호	알루미늄	구리관	휀 베이스	단위
사이 두께	t	0.0025	0.150	0.0055	[m]
열전도도	k	230	400	209	[W/mK]
열저항	R	0.0006	1.610	0.0015	[K/W]

Table 5-4 Comparison between Calculated and Measured Heat Transfer
by Conduction Only

	Case 1	Case 2	Case 3	unit
T_h	62.3	72.7	83.0	[°C]
T_c	36.9	39.0	41.4	[°C]
dT	25.4	33.7	41.6	[°C]
R_{cond}	1.612	1.612	1.612	[°C/W]
q_{cal}	15.8	20.9	25.8	[W]
q_{exp}	15.5	20.5	25.5	[W]
Error	-1.65	-1.85	-1.22	[%]

Table 5-5 Experimental Results of the 26-Turn PHP
(Turn 26, R-123, 50%, Heating Part ~70°C, Cooling Part ~25°C)

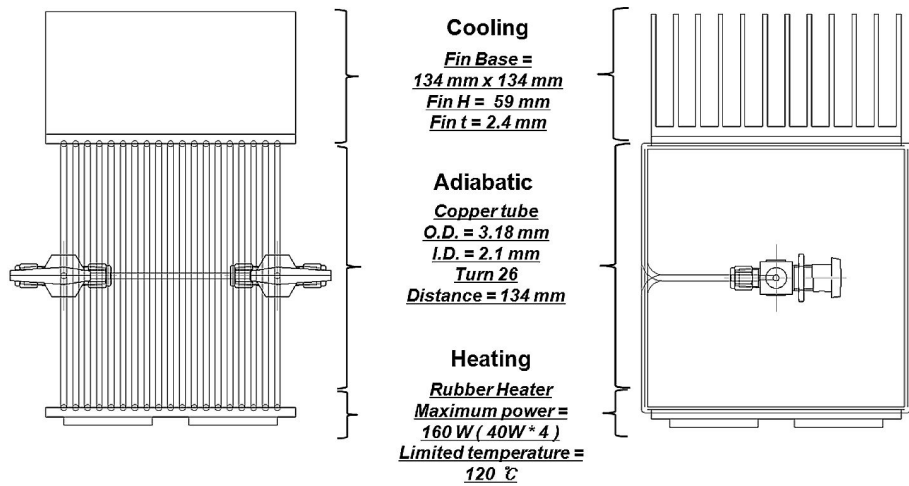
	Loop	Unloop	Conduction
Bottom Heat	62 W	56 W	19.7 W
Top Heat	Not Working	39 W	18.3 W

Table 5-6 Thermal Resistances of the 26-Turn Unloop Type PHP
with a 12-Fin Fin Array
(R-123, 50%, Heating Part $\sim 70^{\circ}\text{C}$, Cooling Part $\sim 25^{\circ}\text{C}$)

	Bottom heat	Top heat	
Power	56	39	W
Heating	70.7	69.8	$^{\circ}\text{C}$
Adiabatic	68.0	64.6	$^{\circ}\text{C}$
Cooling	64.5	59.1	$^{\circ}\text{C}$
Indoor Air	26.9	27.2	$^{\circ}\text{C}$
R_{PHP}	0.110	0.275	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
R_{fin}	0.672	0.817	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
R_{tot}	0.782	1.092	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$

Table 5-7 Thermal Resistances of the 18-Turn Unloop Type PHP
with a 8-Fin Fin Array
(R-123, 50%, Heating Part $\sim 70^{\circ}\text{C}$, Cooling Part $\sim 25^{\circ}\text{C}$)

	Bottom heat	Top heat	
Power	27	27	W
Heating	64.9	72.1	$^{\circ}\text{C}$
Adiabatic	61.9	64.1	$^{\circ}\text{C}$
Cooling	57.4	56.4	$^{\circ}\text{C}$
Indoor Air	24.1	24.1	$^{\circ}\text{C}$
R_{PHP}	0.278	0.580	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
R_{fin}	1.236	1.198	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
R_{tot}	1.514	1.778	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$

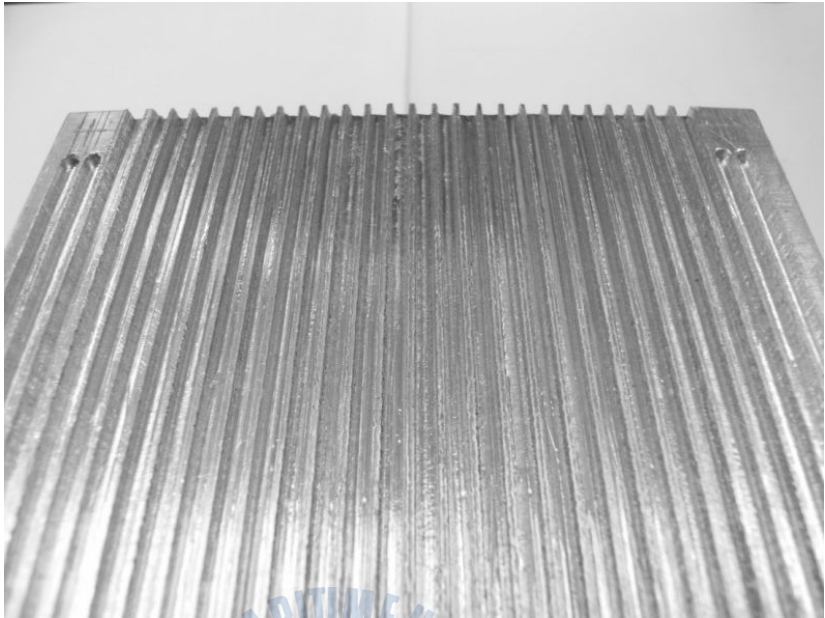


(a) Schematic of Experimental Apparatus

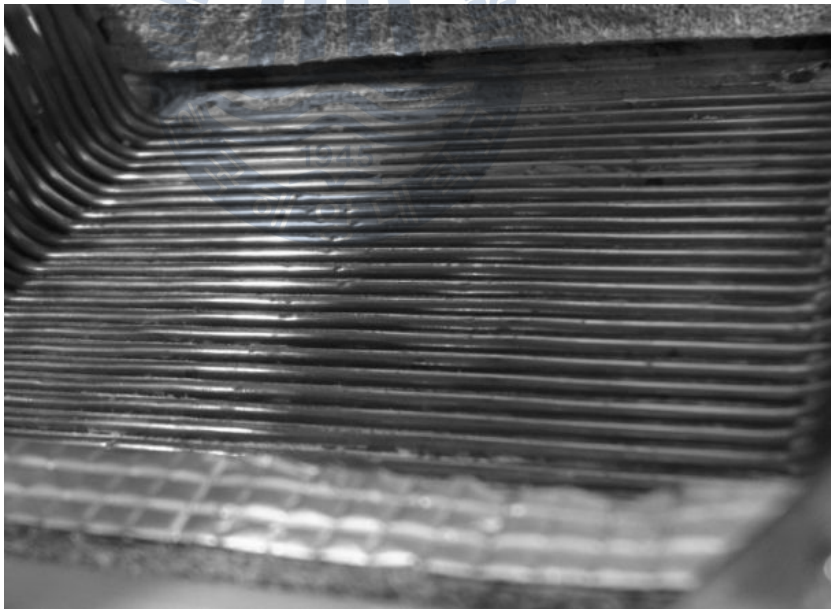


(b) Experimental Apparatus Equipped

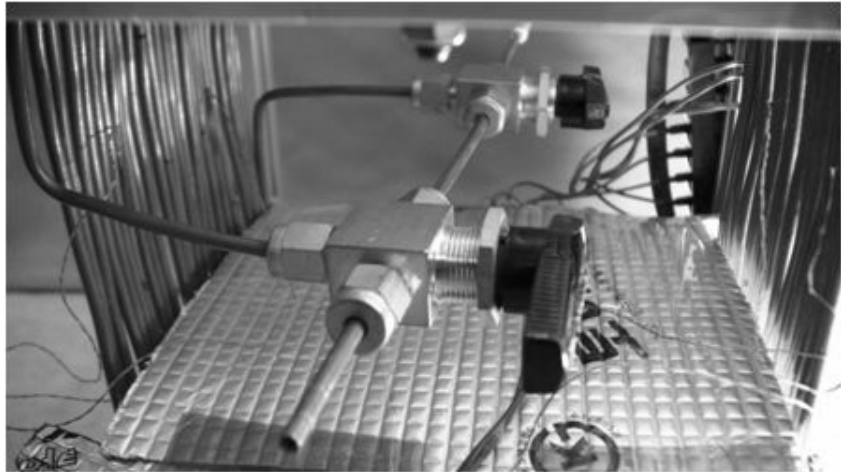
Fig. 5-1 Experimental Apparatus



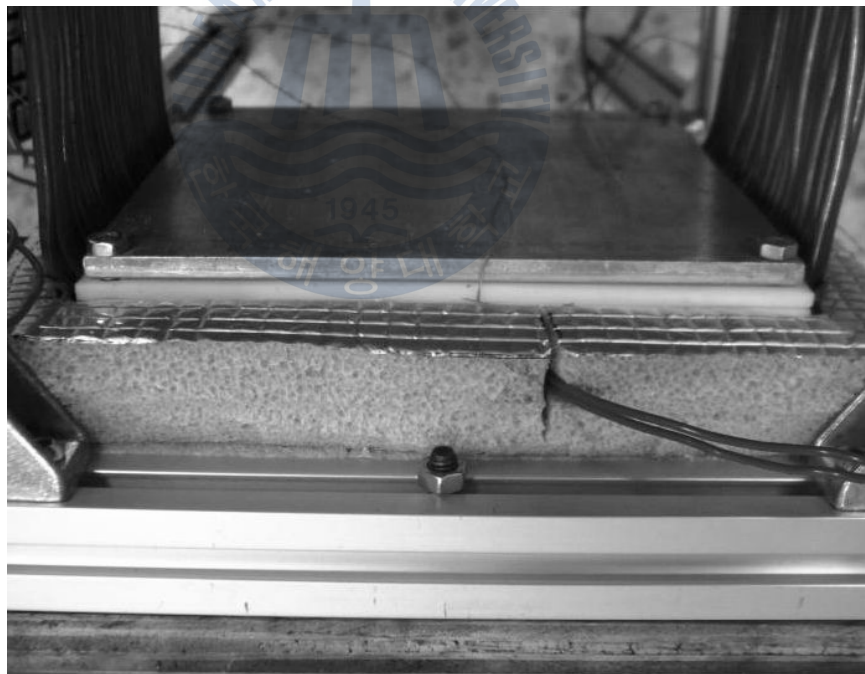
(a) Aluminum Plate with Grooved Channels



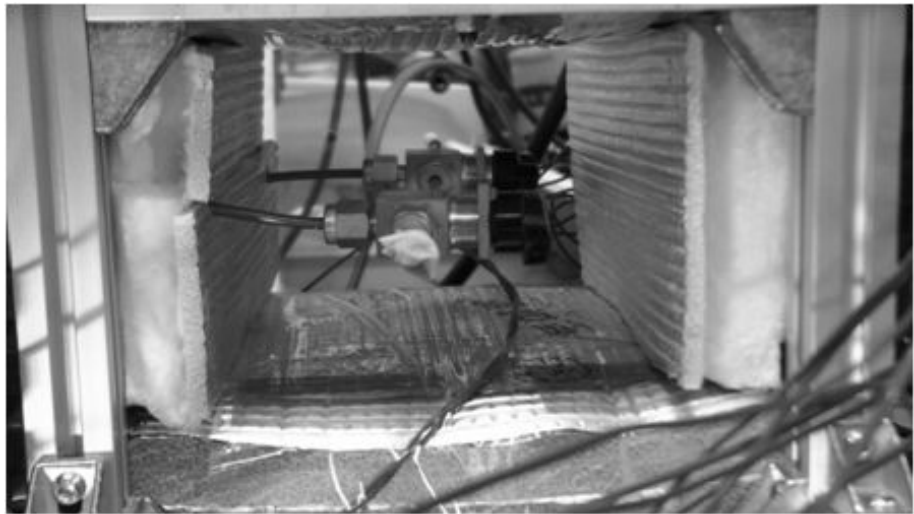
(b) Cooper Tubes Put in the Aluminum Plate



(c) 3-Way Valves to Convert PHP Types



(d) Heating Part Fixed with a Aluminum Plate and a Teflon Plate



(e) Adiabatic Part insulated

Fig. 5-2 The Details of Experimental Apparatus

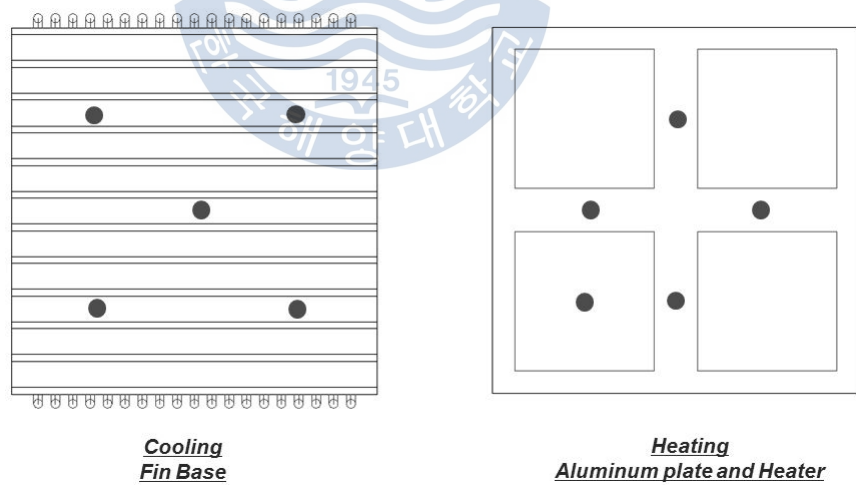


Fig. 5-3 Positions of Measured Temperatures

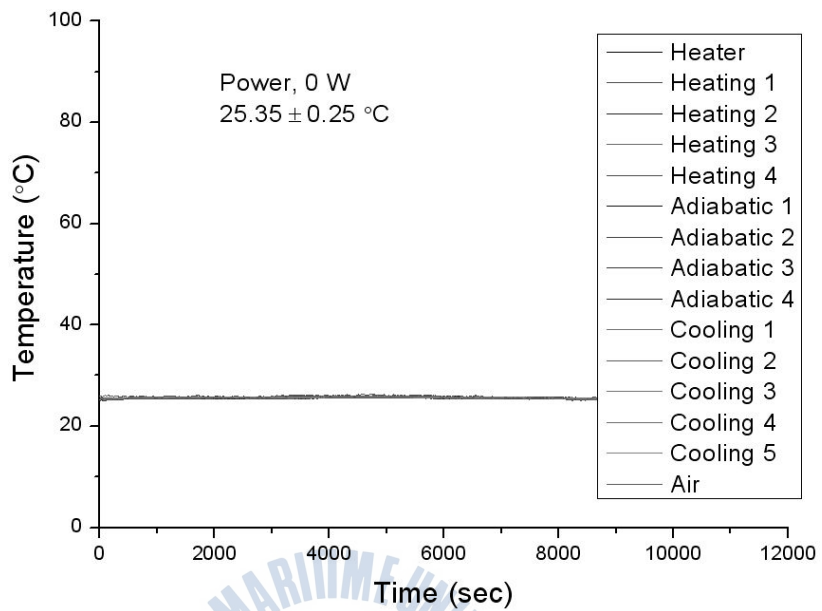


Fig. 5-4 Temperature Differences in All Thermocouples in Isothermal Conditions Heater Power Off

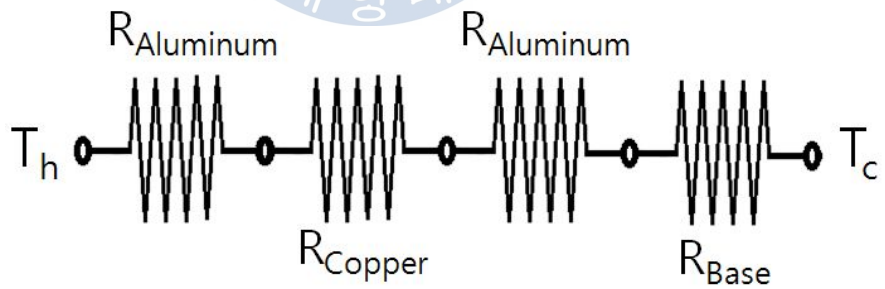


Fig. 5-5 Heat Transfer Process and Thermal Resistance

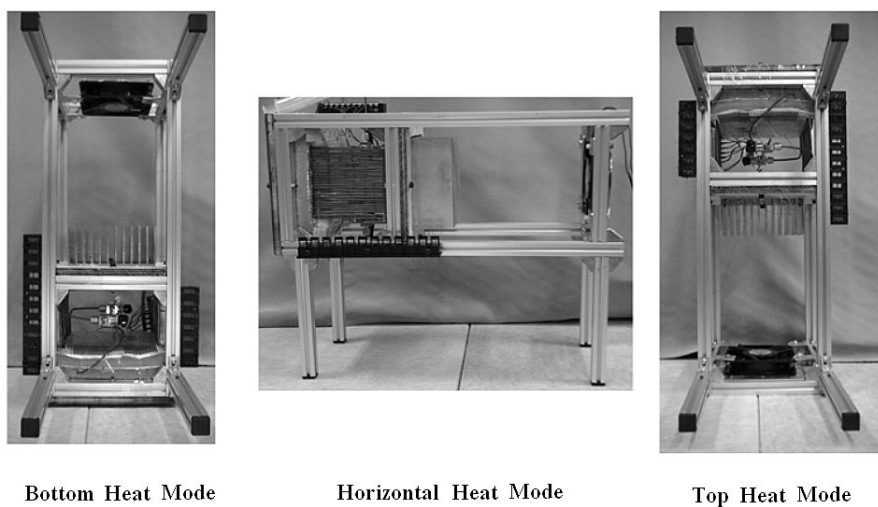


Fig. 5-6 Heat Modes of Positions of the Heating Part

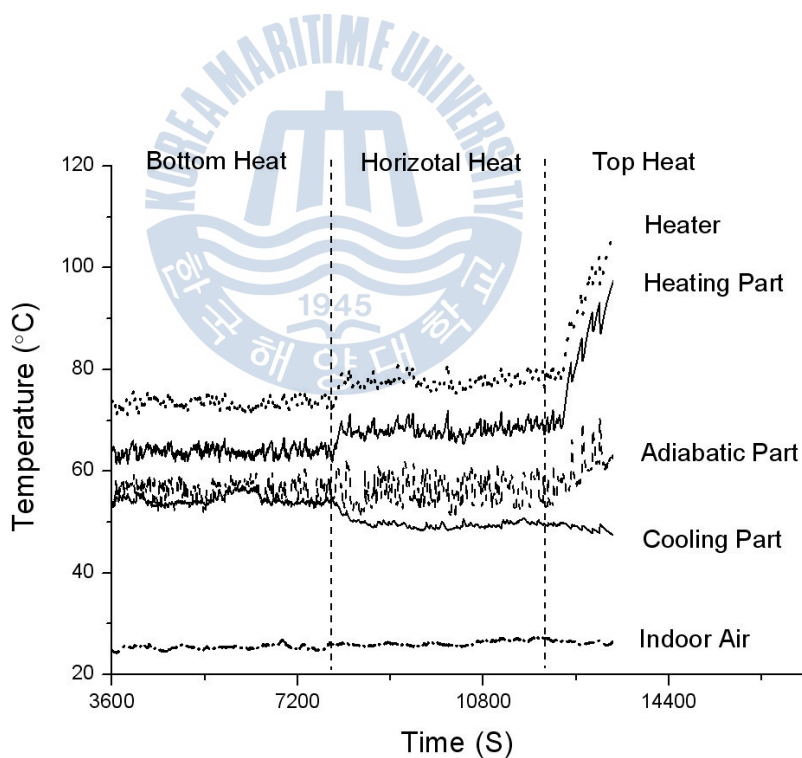


Fig. 5-7 Changes of Temperatures in All Heat Modes
(Water, 50%, Loop, 50 W)

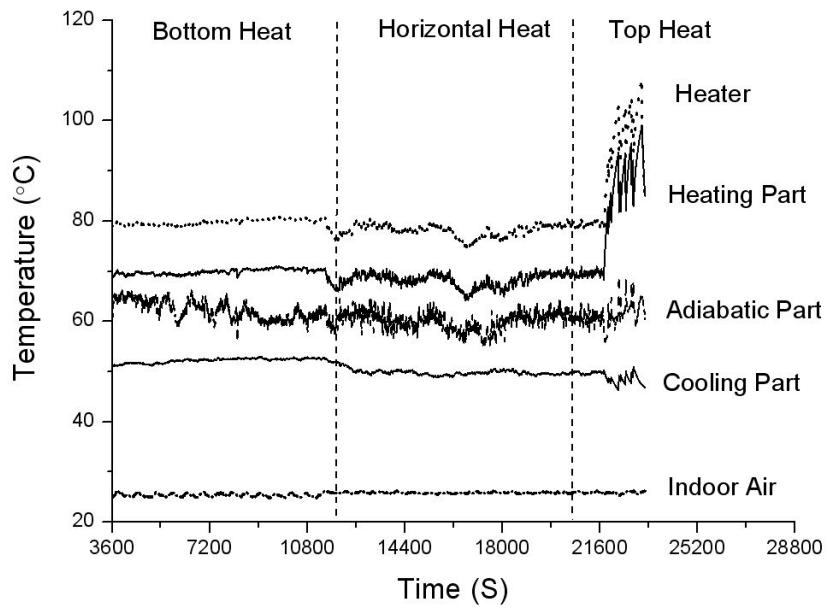


Fig. 5-8 Changes of Temperatures in All Heat Modes
(FC-72, 50%, Loop, 50 W)

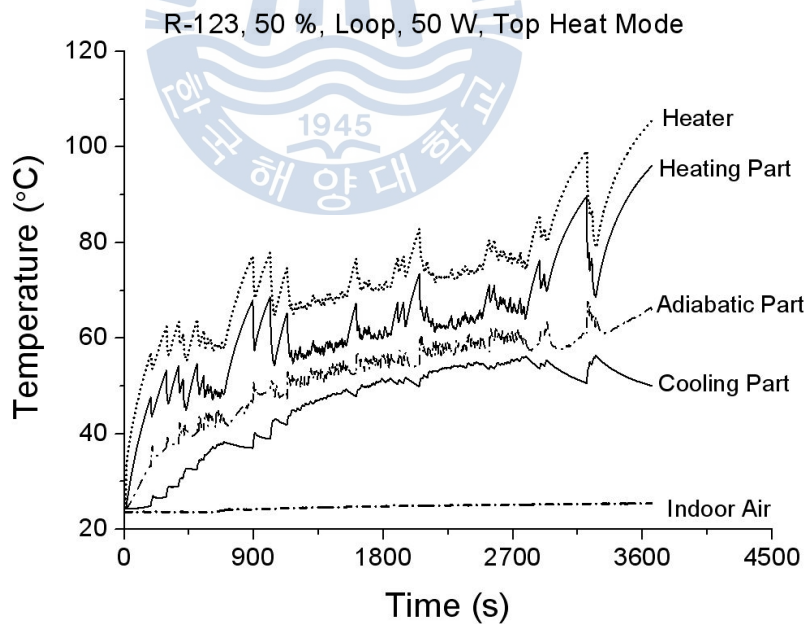


Fig. 5-9 Changes of Temperatures in Top Heat Mode
(R-123, 50%, Loop, 50 W)

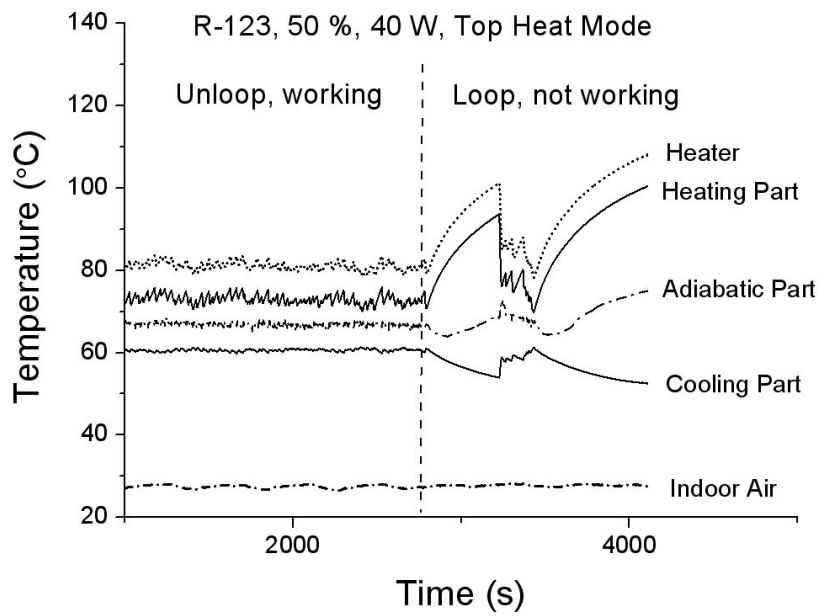


Fig. 5-10 Effect of PHP Types in Top Heating Mode
(R-123, 50%, 40 W)

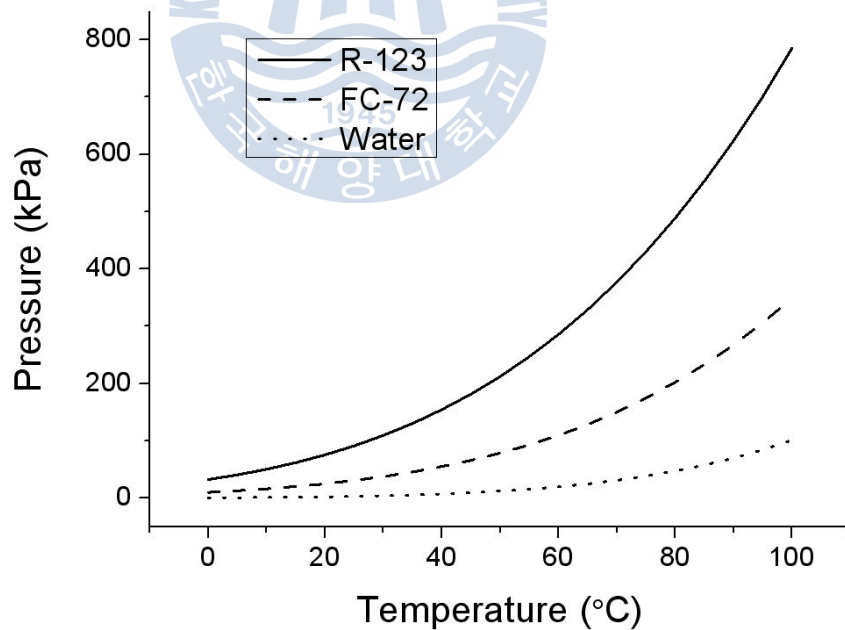


Fig. 5-11 Change of Saturation Pressure by Temperature Variation

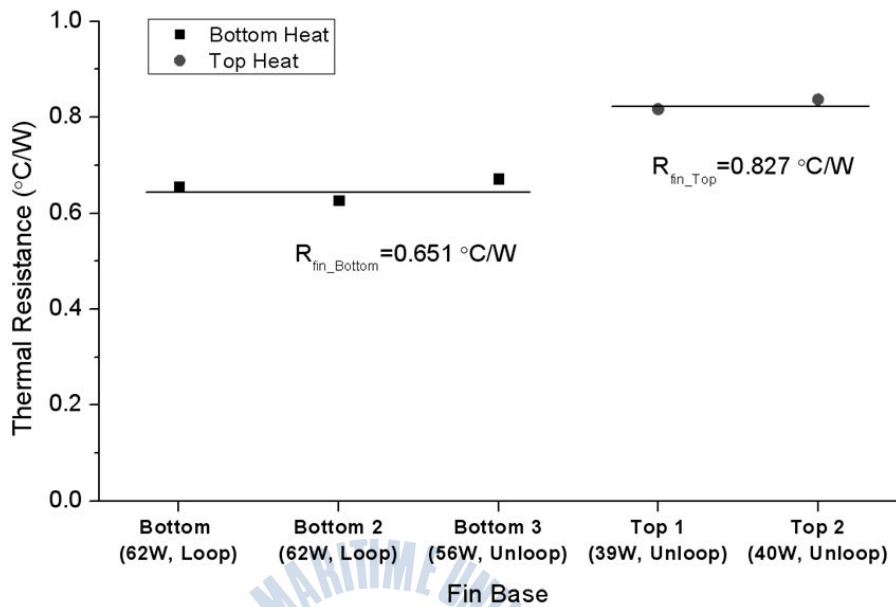


Fig. 5-12 Thermal Resistances of the Fin Array used in Bottom and Top Heat Modes

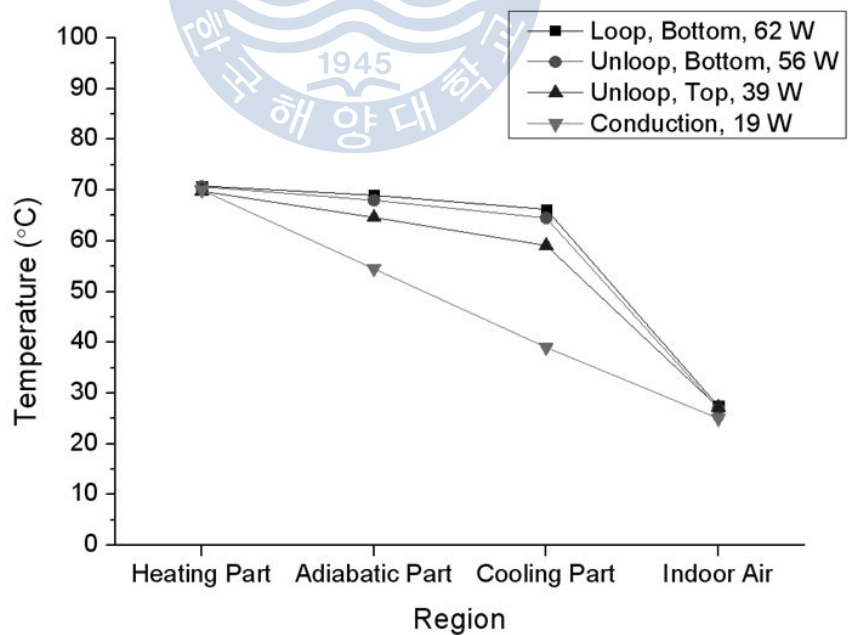
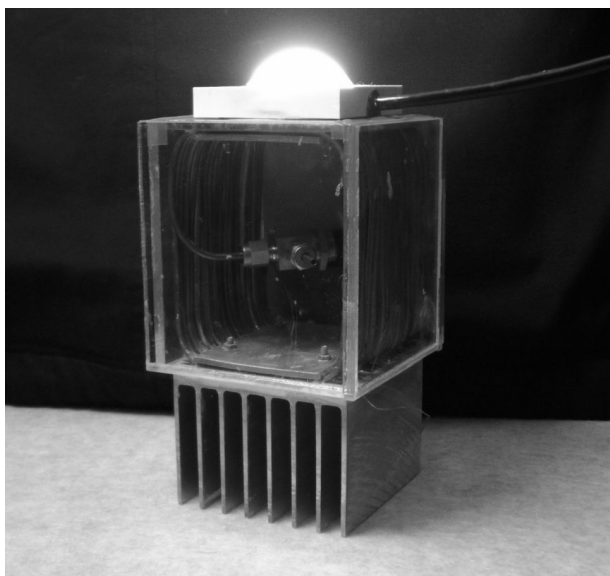
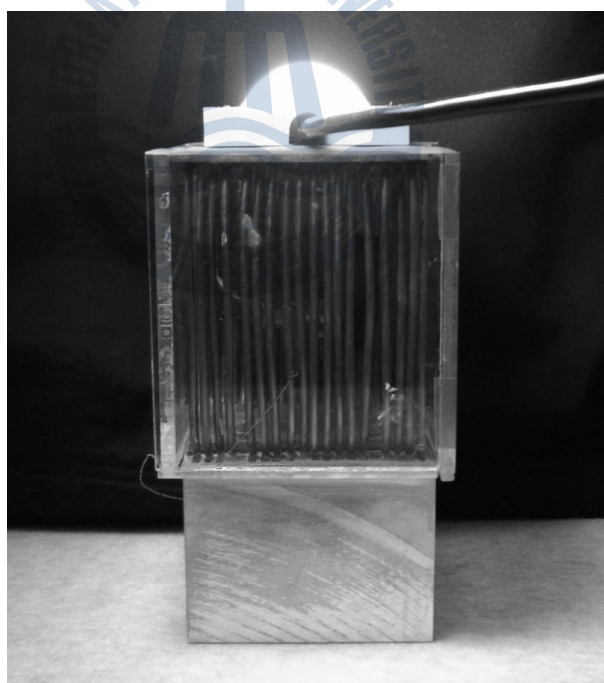


Fig. 5-13 Profiles of Temperatures in Regions of 26-turn PHP

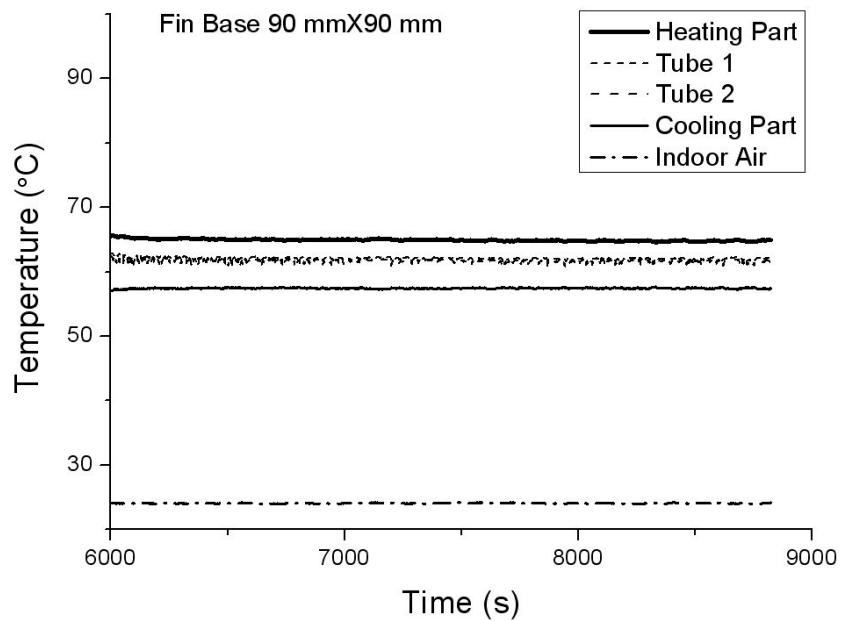


(a) Cooling System

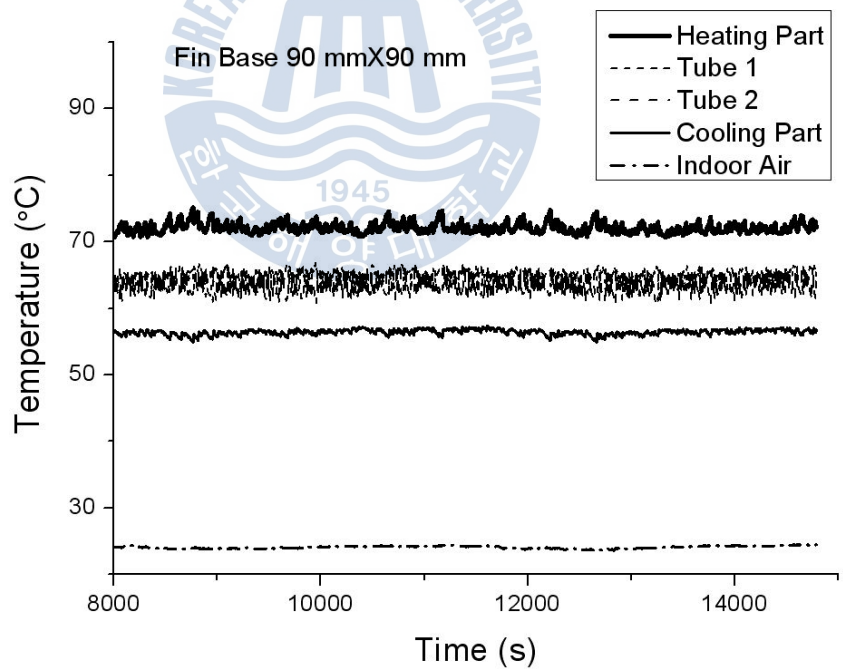


(b) Side of Cooling System

Fig. 5-14 Cooling System Applied to a 30 W LED Lighting

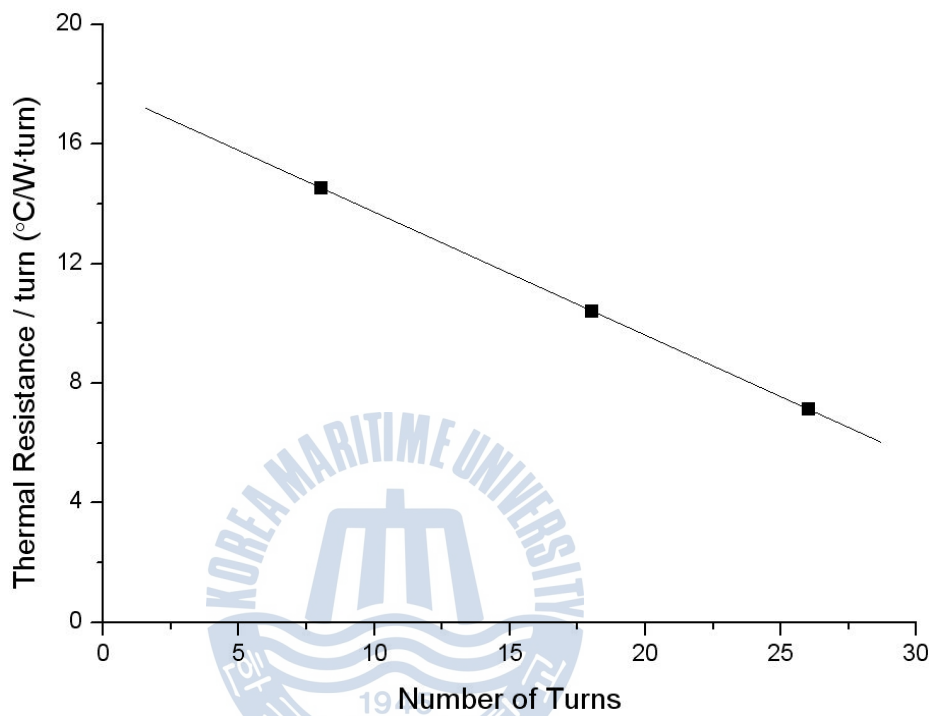


(a) Bottom Heat Mode



(b) Top Heat Mode

Fig. 5-15 Performance of the Cooling System in Fig. 5-14



Number of Turns	$R_{\text{PHP_unit}}$ ($^{\circ}\text{C}/\text{W}\cdot\text{turn}$)	R_{PHP} ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
8	14.6	1.82
18	10.4	0.580
26	7.15	0.275

Fig. 5-16 Thermal Resistances per Unit Turn of PHPs

제 6 장 결론

본 연구에서는 기존의 방폭등에서의 광원을 LED로 대체한 LED 방폭등에 대한 방열 시스템 연구가 이루어졌다. 방폭등은 가스 폭발의 위험성이 있는 다양한 산업 현장에서 안전하게 사용할 수 있게 내부를 밀폐시켜 만든 조명등이다. 연구 목적은 효과적인 방열 성능의 작업용 LED 방폭등의 방열 기술을 개발하는 것이다. 이를 통한 방폭등의 간소화로 이동과 설치가 용이하여 작업의 활용도를 높일 수 있다. 이와 같은 목적을 달성하기 위해서는 특별한 장치가 요구된다.

그 방안으로 진동형 히트파이프(Pulsating Heat Pipes, PHP) 기술을 채택하였다. 진동형 히트파이프는 펌프 없이도 양 쪽에 온도 차이만 존재하면 유체의 증발과 응축을 통한 압력 차이로 내부 작동 유체의 왕복 유동이 유도되어 빠르게 열을 전달한다. 그러나 지난 수년간의 연구가 있었으나 명확한 설계법이 존재하지 않는다. 따라서 LED 방폭등의 조건에 대한 실험적 연구가 진행되었다.

진동형 히트파이프의 특성을 확인하기 위해서 내경 2.1 mm의 동관으로 8개 turn의 loop 타입의 PHP를 제작했다. 장치 양 쪽에 아크릴 수조를 제작하여 서로 다른 온도의 물을 흘려보내어 가열과 방열이 가능하게 하였다. 아크릴 수조의 입, 출구의 온도를 측정하고 그 물의 유량을 측정하여 열평형식을 통해 열전달량을 계산하였다.

실험은 작동유체 5가지 ethanol, acetone, FC-72, water, R-123에 대해 관 내부 전체 체적에 대한 유체 체적 비인 주입율을 0 ~ 70 vol.% 변경하여 실험을 실시하였다. 또한 가열부와 방열부의 위치를 바꿨을 경우도 실험을 실시하였다. 그 결과, 하부 가열에서 작동유체에는 최적의 주입율이 존재했다. 대부분의 유체가 약 50% 주입율에서 최대 열전달량을 보였다. 반대로, 최적 주입율을 적용한 상부 가열의 경우, 장치는 작동되지 않았다. 상부 가열에서 작동이 가능하기 위해서는 더 큰 구동력이 필요한데 그러기 위해서는 증가된 turn 수의 실험이 요구되었다.

Turn 수를 특성실험에서의 8개에서 26개로 증가된 장치를 제작하였다. LED 방폭등에 적용하기 위해서 LED 방폭등의 환경 조건으로 가열 조건과 방열 조건을 구성하였다. 가열부에는 LED 조명 대신 필름 히터가 설치되었고 방열부에는 최적화된 알루미늄 방열 환을 통해서 방열이 이루어졌다. 관 끝이 연결된 loop 타입과 관 끝이 분리되어 있는 unloop 타입으로 변경이 가능하도록 장치 중간에 특수 삼방 밸브를 설치하였다.

실험 변수는 3가지 작동 유체 FC-72, water, R-123의 주입율 50%에 대해서 가열부 위치와 PHP 타입을 변경하면서 가열부 70℃, 냉각 공기 온도

25℃ 조건에서 실험을 실시하였다. FC-72와 water는 하부 가열일 때는 작동을 하였지만, 상부 가열일 때는 작동이 되지 않았다. PHP 타입을 바꿔도 동일한 결과를 보였다. R-123의 상부 가열에서는 PHP 타입이 관 끝이 분리되어 있는 unloop 타입일 때만, 작동이 가능했다. 앞에서 말한 것처럼, 진동형 히트파이프의 작동 원리는 압력차에 의한 장치구동이다. 이러한 측면에서 작동유체들의 온도 변화에 따른 증기압 변화를 살펴보면 R-123이 가장 기울기가 크다. 즉, 다른 유체보다 장치 내부 구동력이 크기 때문에 지속적인 작동이 가능하다.

작동유체 R-123 주입율 50%, 가열부 70℃, 냉각 공기 온도 25℃ 조건에서 가열부 위치가 하부에 있을 때는 loop와 unloop의 차이가 10% 밖에 차이가 나지 않는다. 가열부 위치가 상부에 있을 때, unloop 타입에서만 작동이 가능했다. 따라서 LED 방폭등을 적용하기 위한 최적 설계 조건은 다음과 같다. i) 일정이상의 turn수, ii) 작동유체 R-123, 50%, iii) PHP 타입은 unloop 타입이다.

실험 결과를 바탕으로 하여 PHP와 흰의 크기 및 성능을 예측하고 최적 설계 조건을 적용하였다. 가열부 온도 70℃, 냉각 공기 온도 25℃ 조건을 만족하는 30 W 방폭등 방열 장치를 구성하였다. Turn 수 18개, 가열부에 30 W LED, 방열부에 알루미늄 흰, PHP type은 unloop, 작동유체는 R-123, 50 %의 조건이다. PHP의 단열부에 해당하는 관 배열 부분은 방폭등에서 밀폐되는 부분으로 공기의 유동을 막기 위해 아크릴로 주변을 막았다. 구성한 30 W 방폭등 방열 장치의 성능 실험 결과, 가열부 위치와 상관없이 밀폐된 LED 조명에서 떨어져 있는 fin까지 열을 신속하게 전달함으로써 LED 조명의 효과적인 방열이 이루어지는 것을 확인할 수 있었다.

지금까지의 PHP 실험 결과를 바탕으로 상부 가열에서의 turn 수에 따른 PHP 열저항의 영향을 살펴보았다. turn 수가 증가하면 할수록 단위 turn 당 PHP 열저항이 감소하기 때문에 상부 가열에서 PHP를 적용하기 위해서는 그 turn 수가 많아야 한다.

본 연구에서는 LED 방폭등 조건에서의 진동형 히트파이프 방열 기술에 대한 연구가 이루어졌다. 복잡한 유동으로 인해 설계에 있어서 명확한 열 전달 능력의 예측과 같은 불확실한 부분이 아직 여전히 존재하고 이를 위해선 앞으로 추가적인 연구가 더 필요할 것이다. 그러나 본 연구는 LED 방폭등의 요구조건에 대한 진동형 히트파이프의 연구가 없었기 때문에 본 연구에서 성취한 연구 성과는 큰 의미를 가진다.

진동형 히트파이프는 매우 많은 장점을 가지고 있는 장치이다. 이 장치는 간단한 구조, 비용 효율성 그리고 훌륭한 열전달 능력을 가지고 있다. 따라서 진동형 히트파이프를 이용한 방열 시스템이 적용된 LED 방폭등은 앞으로 산업분야에서 보다 폭넓게 이용될 수 있을 것으로 예상된다.

참고문헌

Akachi, 1990, United States Patent: 4921041, May 1.

Charoensawan, P. and Terdtoon, P., 2008, "Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes", Applied Thermal Engineering 28 460-466

Charoensawan, P., Khandekar, S., Groll, M. and Terdtoon, P., 2003, "Closed loop pulsating heat pipes -Part A: Parametric experimental investigations", Applied Thermal Engineering, 23, pp. 2009-2020.

Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, 《Convective Boiling and Condensation, 3rd Edition》, Clarendon Press. Oxford.

Dayan, A. et al., 2004, "Laminar free convection underneath a downward facing hot fin array", International Journal of Heat and Mass Transfer 47 2849-2860.

Figliola, R.S., Beasley, D.E., 1998, 《Theory and Design for Mechanical Measurements, 2nd Edition》, Wiley

Groll M. and Khandekar S., 2003, "Pulsating Heat Pipes: Progress and Prospects, Proc. International Conference on Energy and the Environment ", Shanghai, China, vol. 1, pp. 723-730.

Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 2001, 《Introduction to Heat Transfer, 4 Edition.》, WILEY, Chap 3.

Kammuang-Lue, N. et al., 2009, "Correlation to Predict the Maximum Heat Flux of a Vertical Closed-Loop Pulsating Heat Pipe", Heat Transfer Engineering, 30: 12, pp. 961-972

Khandekar, S. and Groll, M., 2003, "On the Definition of pulsating heat pipe: An overview" Proc. 5th Minsk International Seminar (Heat Pipes, Heat Pumps and Refrigerators), Minsk, Belarus.

Khandekar, S. and Groll, M., 2004a, "Closed and Open loop pulsating heat pipes", 13th International Heat Pipe Conference (13th IHPC), Shanghai, China, September, pp. 21-25

Khandekar, S. and Groll, M., 2004b, "State of the art on pulsating heat pipes", Microchannels and Minichannels-2004, June 17-19, Rochester, New York, USA

Khandekar, S., Charoensawan, P., Groll, M. and Terdtoon, P., 2003, "Closed loop pulsating heat pipes—part B: visualization and semi-empirical modeling", Applied Thermal Engineering, Elsevier Science. , (under review) (ISSN 1359-4311).

Khandekar, S., Dollinger, N. and Groll, M., 2003, "Understanding operational regimes of pulsating heat pipes: an experimental study", Applied Thermal Engineering, 23, pp. 707-719

Kim, J.S. et al., 2003a, "Flow Visualization of Oscillation Characteristics of Liquid and Vapor Flow in the Oscillation Capillary Tube Heat Pipe.", KSME International Journal, vol. 17, No. 10, pp. 1507~1519.

Kim, J.S. et al., 2003b, "The Study on Pressure Oscillation and Heat Transfer Characteristics of Oscillating Capillary Tube Heat Pipe", KSME International Journal, vol. 17, No. 10, pp. 1533~1542.

Kraus, Allan D. and Bar-Cohen, Avram., 1995, 《Design and analysis of heat sinks》, Wiley.

Leung, C.W. and Probert, S.D., 1989, "Heat exchanger performance: effect of orientation", Appl. Energy 33, 35.52.

Lin, L., Ponnappant, R. and Lelandt, J., 2000, "Experimental Investigation of Oscillationg Heat Pipes", Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit, 2000. (IECEC) 35th Intersociety 827 - 834 vol.2

Lin, Z. et al., 2011, "Experimental study on effective range of miniature oscillating heat pipes", Applied Thermal Engineering 31 880-886,

Ministry of Knowledge Economy. Republic of Korea, 2008, "Decide to Promote LED Industry to the Alternative Engines for Growth in the 21st Century." Press Release, www.mke.go.kr, May 23.

Reay, D.A. and Kew, P.A., 2006, 《Heat Pipes: Theory, Design And Applications》, Butterworth-Heinemann.

Riehl, R.R., 2004, "Characteristics of an Open Loop Pulsating Heat Pipe", National Institute for Space Research -INPE/DMC/Satelite, 2004-01-2509

Rittidech, S et al., 2006 "Heat-transfer characteristics of a closed-loop oscillating heat-pipe with check valves", Applied Energy, 84, pp. 565-577

Seoul Semiconductor, 2009, "Thermal Management Guide", www.ACRICHE.com, pp. 1-8

Shaffi, M. B., Faghri, A., and Zhang, Y., 2002, "Analysis of Heat Transfer in Unlooped and Looped Pulsating Heat Pipes", International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, vol. 12, no. 5, pp. 585-609.

Shin, M.H., 2008, "State of the art on A large output of power LED Packaging." Physics & High Technology, The Korea Physical Society, Nov, pp. 16-21.

Tong, B.Y., Wong, T.N. and Ooi, K.T., 2001, "Closed-loop pulsating heat pipe", Applied Thermal Engineering, 21, pp. 1845-1862

XU, J.L. and Zhang, X.M., 2005, "Start-up and steady thermal oscillation of a pulsating heat pipe." Heat Mass Transfer, Vol.41, pp. 685-694.

Yang, H., Khandekar, S. and Groll M., 2008, "Operational limit of closed loop pulsating heat pipes", Applied Thermal Engineering, 28, pp. 49-59.

Yoon, M.S., 2008, "Present and Future of Lighting Industry ", Bulletin of KIEEME (Korean), Vol.21 pp. 21-26.

Zhang, Y. and Faghri, A., 2008, "Advances and Unsolved Issues in Pulsating Heat Pipes", Heat Transfer Engineering, 29: 1, pp. 20-44

감사의 글

지난 2년간의 결과로 석사 학위 논문이 완성되었습니다. 우선 석사 과정을 지도해주신 방광현 교수님께 감사합니다. 학부 때 배웠던 전공 지식이 어떻게 적용되고 활용될 수 있는지 알고 싶어서 대학원에 입학했습니다. 사실 학부 수업에서 개설된 방광현 교수님 과목을 모두 수강하게 되면서 과목이 어려웠지만 많은 인상을 많이 받았던 계기가 있었습니다. 석사 과정 중 부족한 부분도 많았지만 오랫동안 지켜보시면서 알지 못했던 마음가짐과 자세를 깨닫게 해주셔서 감사합니다.

입학 과정에서 제자의 사려 깊지 못했던 행동에도 불구하고 많은 부분에서 관심을 가져주셨던 김동혁 교수님께 죄송한 마음과 함께 감사하다는 말씀을 드리고 싶습니다. 논문 심사해주신 최형식 교수님께 감사합니다. 그리고 학부 때부터 지도해주신 윤상국 교수님, 유삼상 교수님, 도덕희 교수님, 황광일 교수님께도 감사드립니다.

대학원에 대한 조언을 해주신 김경규 형님과 황인선 형님한테도 감사드립니다. 실험실 1년 선배 희성이형, 그리고 실험실에서 함께했던 상균이 형과 완식이 형, 해균이 형의 여러 가지로 도움을 많이 준 덕분에 석사과정을 맞출 수 있었습니다. 고맙습니다. 대학원 동기 창목, 동혁, 덕인, 일영, 형준도 고맙다.

3학년으로 복학할 당시, 2008년에는 석사 학위 논문을 쓰게 될 줄을 전혀 상상하지 못했습니다. 오랜 방황 끝에 복학할 마음을 먹고 3개월간 주, 야간으로 공사현장에서 집세, 생활비, 학비를 벌어 정말 힘들게 복학했습니다. 복학한 3학년의 상태는 성적은 학년 끝 짜에 2학년 과목도 제대로 이수되지 못한, 복학을 해도 되나 싶을 정도의 상태였습니다. 그 때문에 모르는 것이 많아 우리 03 학번 동기들과 04 학번 그리고 06 학번 후배들을 참 많이 괴롭힌 것 같아서 미안한 생각도 들지만 그 도움들 덕분에 학교생활에 적응할 수 있었습니다. 학부 동료들에게도 모두 고맙다는 말을 전하고 싶습니다. 정말 많은 약속을 거절했던 테니스 동아리 사람들한테도 미안하고 다시 만났을 때 따뜻하게 반겨줘서 감사했습니다.

마지막으로 늘 믿고 따라주는 사랑하는 아버지, 어머니, 형, 동생. 비록 뿔뿔이 흩어져서 살아서 얼굴 보기도 어렵게 지내고 있지만 많은 격려와 조언을 해주셔서 너무나도 고맙습니다.

지금까지 도와주신 많은 분들께 진심으로 감사드립니다.